



# Modélisation et détermination des paramètres biomécaniques de la locomotion en fauteuil roulant manuel

Nicolas de Saint Remy

## ► To cite this version:

Nicolas de Saint Remy. Modélisation et détermination des paramètres biomécaniques de la locomotion en fauteuil roulant manuel. Biomécanique [physics.med-ph]. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, 2005. Français. NNT : 2005CLF21595 . tel-00677805

**HAL Id: tel-00677805**

**<https://theses.hal.science/tel-00677805>**

Submitted on 9 Mar 2012

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

ECOLE DOCTORALE  
SCIENCES POUR L'INGENIEUR DE CLERMONT-FERRAND  
UNIVERSITE BLAISE PASCAL

Laboratoire d'Informatique, de Modélisation et d'Optimisation des Systèmes  
(L.I.M.O.S., UMR CNRS 6158)

# Thèse

Présentée par

**de SAINT REMY Nicolas**

Soutenue publiquement le 21 octobre 2005

pour l'obtention du grade de :

## Docteur d'Université

**Spécialité : Biomécanique**

---

" Modélisation et Détermination des Paramètres Biomécaniques  
de la Locomotion en Fauteuil Roulant Manuel "

---

Jury :

Pr. Alain QUILLIOT (Président), Université de Clermont Ferrand II.  
Pr. Mariano CID (Directeur de Thèse), Université de Bordeaux I ;  
Pr. Kun Mean HOU (Correspondant Universitaire), Université de Clermont Ferrand II ;  
Pr. Laurence CHEZE (Rapporteur), Université de Lyon I ;  
Pr. Patrick LACOUTURE (Rapporteur), Université de Poitiers ;  
Pr. Philippe GORCE, Université de Toulon Var ;  
M. Philippe VASLIN, Université de Clermont Ferrand II.



# Sommaire

<b>Sommaire .....</b>	<b>3</b>
<b>Nomenclature.....</b>	<b>4</b>
<b>Introduction générale.....</b>	<b>7</b>
<b>1. Analyse bibliographique .....</b>	<b>9</b>
1-1. Historique de l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant manuel	9
1-2. Définition des paramètres biomécaniques	12
1-3. Les dispositifs expérimentaux déjà utilisés	15
Résumé du chapitre 1.....	40
<b>2. Modélisation mécanique de la locomotion en fauteuil roulant .....</b>	<b>41</b>
2-1. Définition des référentiels	41
2-2. Cinématique du fauteuil	44
2-3. Dynamique de la locomotion	52
2-4. Modélisation mécanique générale	62
Résumé du chapitre 2.....	64
<b>3. Fauteuil Roulant Ergomètre autonome .....</b>	<b>65</b>
3-1. Dimensions du Fauteuil Roulant Ergomètre (FRE)	65
3-2. Caractéristiques des capteurs fixés sur le FRE.	69
3-3. Système d'acquisition des signaux	84
Résumé du chapitre 3.....	87
<b>4. Partie expérimentale .....</b>	<b>88</b>
4-1. Etalonnage des capteurs	88
Résumé du chapitre 4-1. ....	105
4-2. Détermination de la résultante des forces de freinage	106
Résumé du chapitre 4-2. ....	129
4-3. Analyse de la trajectoire du FRE	130
Résumé du chapitre 4-3. ....	147
4-4. Analyse de la locomotion en fauteuil roulant en situation réelle	148
Résumé du chapitre 4-4. ....	191
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>192</b>
<b>Bibliographie.....</b>	<b>199</b>
<b>Annexe .....</b>	<b>213</b>
<b>Liste des tableaux .....</b>	<b>220</b>
<b>Liste des figures .....</b>	<b>222</b>
<b>Table des matières.....</b>	<b>227</b>
<b>Remerciements .....</b>	<b>232</b>
<b>Résumé / Abstract .....</b>	<b>234</b>

## Nomenclature

$\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$ :	Position, vitesse et accélération angulaire du fauteuil autour de l'axe $X_f$ .
$\beta, \dot{\beta}, \ddot{\beta}$ :	Position, vitesse et accélération angulaire du fauteuil autour de l'axe $Y_f$ .
$\chi$ :	Angle de l'assise par rapport à l'horizontal, permettant le passage de $R_s$ à $R_f$ .
$\delta$ :	Position angulaire de la roue arrière droite autour de son axe.
$\delta c, \delta p, \delta r$ :	Secteur angulaire d'un cycle complet, de la phase propulsive et de la phase de retour de la roue droite.
$\Delta t_c, \Delta t_p, \Delta t_r$ :	Durées du cycle complet, de la phase de poussée et de la phase de retour.
$\gamma, \dot{\gamma}, \ddot{\gamma}$ :	Position, vitesse et accélération angulaire du fauteuil autour de l'axe $Z_f$ .
$\left( \vec{\Gamma}_{O_f(F)}^R \right)_{R_f}$ :	Accélération de $O_f$ appartenant au fauteuil ( $F$ ) par rapport à $R$ exprimée dans $R_f$ .
$\lambda$ :	Rotation autour de $X_l$ permettant le passage de $R_l$ à $R_2$ .
$\mu$ :	Coefficient de frottement de glissement entre les roues arrière et le sol.
$\vec{\Omega}_{R_f}^R$ :	Vecteur rotation instantanée de $R_f$ par rapport à $R$ .
$\phi$ :	Position angulaire du point d'application de l'effort du sujet sur la main courante.
$\varphi$ :	Position angulaire de la roue arrière gauche autour de son axe.
$\varphi c, \varphi p, \varphi r$ :	Secteur angulaire d'un cycle complet, de la phase propulsive et de la phase de retour de la roue gauche.
$\theta$ :	Rotation autour de $Y_A$ permettant le passage de $R_A$ à $R_l$ .
$a$ :	Coefficient du premier terme de correction des signaux bruts des roues dynamométriques.
$A$ :	Point de fixation de l'accéléromètre sur le fauteuil.
$\vec{A}$ :	Accélérations mesurées dans $R_A$ .
$b$ :	Coefficient du deuxième terme de correction des signaux bruts des roues dynamométriques.
$c$ :	Coefficient du troisième terme de correction des signaux bruts des roues dynamométriques.
$C_1, C_2... C_6$ :	Capteurs formant les dynamomètres à six-composantes.
$d$ :	Distance fonctionnelle du fauteuil.
$d_1, d_2$ :	Distances sur l'axe $X_f$ entre la projection du centre de gravité du système et les roues avant et arrière respectivement.
$D$ :	Distance entre les deux axes des roues arrière.
$E_o$ et $E_d$ :	Erreurs d'orientation et de déplacement du fauteuil lors des calculs de trajectoire.
$f$ :	Fréquence d'acquisition utilisée lors des expérimentations.
$\vec{f}$ :	Force d'action de la roue arrière sur le sol.
$F_{D_x}^{R_f}$ :	Composante en $X$ de la force appliquée sur la main courante droite exprimée dans $R_f$ .
$\vec{F}_{mD}, \vec{F}_{mG}, \vec{F}_m$ :	Forces motrices résultantes, issues de l'action du sujet sur les mains courantes droite et gauche respectivement, ainsi que la somme vectorielle des deux.
$F_{eff}$ :	Force efficace appliquée par le sujet sur la main courante.
$\vec{F}_{ext}$ :	Résultante des forces externes appliquées sur le système sujet-fauteuil.
$\vec{F}_{mc}$ :	Force appliquée par le sujet sur la main courante.

$\vec{F}_{mcD}, \vec{F}_{mcG} :$	Forces appliquées sur les mains courantes droite et gauche respectivement.
$FRE :$	Fauteuil Roulant Ergomètre.
$\vec{F}_{ra} :$	Force globale de résistance à l'avancement.
$\vec{F}_{rad}$	Composante radiale de la force appliquée sur la main courante.
$\vec{F}_{S \rightarrow S} :$	Force appliquée par le sujet sur le dynamomètre lié au siège.
$\vec{F}_{tan} :$	Composante tangentielle de la force appliquée sur la main courante.
$\vec{F}_Z :$	Composante transversale de la force appliquée sur la main courante.
$\vec{g} :$	Accélération de la pesanteur.
$\vec{g}_{x_A}, \vec{g}_{y_A}, \vec{g}_{z_A} :$	Composantes de $\vec{g}$ mesurées en $A$ dans $R_A$ .
$G_S, G_f, G :$	Centres de gravité du sujet, du fauteuil et du système sujet-fauteuil.
$[G] :$	Matrice géométrique utilisée lors de l'étalonnage des dynamomètres à six-composantes.
$t_{di}, t_{fi} :$	Instants de début et de fin de la poussée $i$ .
$\vec{i}, \vec{j}, \vec{k} :$	Base de $R$ .
$\vec{i}_1, \vec{j}_1, \vec{k}_1 :$	Base de $R_I$ .
$\vec{i}_2, \vec{j}_2, \vec{k}_2 :$	Base de $R_2$ .
$\vec{i}_A, \vec{j}_A, \vec{k}_A :$	Base de $R_A$ .
$\vec{i}_D, \vec{j}_D, \vec{k}_D :$	Base de $R_D$ .
$\vec{i}_G, \vec{j}_G, \vec{k}_G :$	Base de $R_G$ .
$\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f :$	Base de $R_f$ .
$\vec{i}_S, \vec{j}_S, \vec{k}_S :$	Base de $R_S$ .
$I :$	Point de contact entre la roue arrière du fauteuil et le sol.
$k_i :$	Raideurs des capteurs des dynamomètres à six-composantes.
$M :$	Masse du système sujet-fauteuil.
$MA :$	Avantage Mécanique (rapport des rayons de la roue arrière et de la main courante).
$m_S, m_f :$	Masses du sujet et du fauteuil à vide.
$m_i :$	Déformations mesurées par les capteurs des dynamomètres à six-composantes.
$M_{D_x}^{R_f}$	Composante en $X$ du moment appliqué sur la main courante droite exprimée dans $R_f$ .
$\vec{M}_I :$	Moment résultant autour du point de contact entre la roue arrière et le sol.
$\vec{M}_O :$	Moment résultant autour de l'axe de la roue arrière.
$\vec{M}_p :$	Couple local appliqué sur la main courante.
$M_{pz} :$	Composante transversale de $\vec{M}_p$ .
$M_{R_f}^R, M_{R_A}^{R_f}, M_{R_D}^{R_f} \dots :$	Matrices de passage entre le référentiel indiqué en indice et celui en exposant.
$P :$	Point d'application de l'effort du sujet sur la main courante.
$P_S :$	Point d'application de l'effort du sujet sur le siège.
$P_{ext} :$	Puissance mécanique externe développée par le sujet.
$\vec{P} :$	Poids du système sujet-fauteuil.

$\vec{P}_f, \vec{P}_s :$	Poids du fauteuil et du sujet respectivement.
$R :$	Rayon des roues arrière.
$R_d, R_g :$	Rayons des roues arrière droite et gauche.
$R_{mc} :$	Rayon des mains courantes.
$Rep :$	Répartition de la masse du système sujet-fauteuil sur les roues avant.
$Rep_{vide} :$	Répartition à vide de la masse du fauteuil sur les roues avant.
$R(O, X, Y, Z) :$	Référentiel terrestre supposé galiléen.
$R_l(O_l, X_l, Y_l, Z_l) :$	Référentiel intermédiaire utilisé pour la correction d'orientation de $R_A$ .
$R_2(O_2, X_2, Y_2, Z_2) :$	Référentiel intermédiaire utilisé pour la correction d'orientation de $R_A$ .
$R_A(A, X_A, Y_A, Z_A) :$	Référentiel lié à l'accéléromètre.
$R_D(O_D, X_D, Y_D, Z_D) :$	Référentiel lié à la roue droite.
$R_f(O_f, X_f, Y_f, Z_f) :$	Référentiel lié au fauteuil.
$R_G(O_G, X_G, Y_G, Z_G) :$	Référentiel lié à la roue gauche.
$R_S(O_S, X_S, Y_S, Z_S) :$	Référentiel lié au dynamomètre fixé sous le siège.
$R^*(G_S, X^*, Y^*, Z^*) :$	Référentiel barycentrique lié au centre de gravité du sujet.
$\vec{R}_N :$	Composante normale de la force de réaction qui s'exerce sur le fauteuil.
$\vec{R}_{N_1D}, \vec{R}_{N_1G} :$	Composantes normales de la force de réaction entre le sol et les roues avant droite et gauche respectivement.
$\vec{R}_{N_2D}, \vec{R}_{N_2G} :$	Composantes normales de la force de réaction entre le sol et les roues arrière droite et gauche du fauteuil respectivement.
$\vec{R}_T :$	Composante tangentielle de la force de réaction qui s'exerce sur le fauteuil.
$\vec{R}_{T_1D}, \vec{R}_{T_1G} :$	Composantes tangentielles de la force de réaction entre le sol et les roues avant droite et gauche respectivement.
$\vec{R}_{T_2D}, \vec{R}_{T_2G} :$	Composantes tangentielles de la force de réaction entre le sol et les roues arrière droite et gauche respectivement.
$[S] :$	Matrice de sensibilité utilisée lors de l'étalonnage des dynamomètres à six-composantes.
$\{T_C\} :$	Torseur cinématique du fauteuil.
$\{T_{mc}\}, \{T_S\} :$	Torseurs mesurés par les dynamomètres liés aux mains courantes et le siège respectivement.
$\vec{u}_1, \vec{u}_2 \dots \vec{u}_6 :$	Vecteurs unitaires associés aux capteurs des dynamomètres à six-composantes.
$\left(\vec{V}_{O_f}^R\right)_{R_f}$	Vitesse de $O_f$ par rapport à $R$ exprimée dans $R_f$ .

## Introduction générale

*Depuis plusieurs décennies, l'amélioration de la qualité de vie des personnes confinées en fauteuil roulant, qui sont près de 200 000 en France (Mormiche, 2000), a fait l'objet d'un nombre croissant d'études scientifiques. Les travaux poursuivis actuellement au Laboratoire d'Informatique de Modélisation et d'Optimisation des Systèmes (L.I.M.O.S.) ont été initiés il y a plus de vingt ans (Dabonneville et al. 1983), et participent à cet objectif en étant centrés sur l'amélioration de l'autonomie de déplacement. Cette approche nécessite de quantifier précisément les efforts appliqués par le sujet sur les mains courantes et sur le siège, et les grandeurs cinématiques du système sujet-fauteuil. Afin de préserver la liberté de mouvement des sujets et de pouvoir transposer les résultats dans les diverses activités de la vie courante, un ergomètre particulier de terrain a été conçu et fabriqué dans le but de déterminer les facteurs mécaniques de ce mode de locomotion en situation réelle. A moyen et long termes, les résultats de ces travaux devraient aboutir à une optimisation des techniques de propulsion et une meilleure adaptation des paramètres mécaniques et géométriques des fauteuils aux caractéristiques des utilisateurs : type de traumatisme, âge, habileté au maniement du fauteuil ou type d'activité (quotidienne, professionnelle ou sportive).*

*Grâce aux nouvelles technologies dans le domaine du traitement automatique de l'information, un Fauteuil Roulant Ergomètre (FRE), a été progressivement équipé de capteurs de forces, d'un accéléromètre tri-axial et de potentiomètres angulaires afin d'étudier les efforts appliqués par le sujet sur le siège et les mains courantes ainsi que les mouvements résultants du fauteuil (Dabonneville et al. 2004*



et 2005). Ce projet, réalisé en partenariat avec le Laboratoire de Mécanique Physique (L.M.P., Université Bordeaux I, 33405 Talence) et le Service de Rééducation Fonctionnelle du Centre Hospitalier Etienne Clémentel (C.H.E.C., 63530 Enval), a partiellement bénéficié du soutien financier de l'Agence Nationale d'Accréditation et d'Evaluation en Santé (A.N.A.E.S., 75640 Paris).

*La présente thèse s'inscrivait dans cette thématique et avait pour objectifs de :*

- *Proposer un modèle mécanique mettant en relation les efforts appliqués sur le fauteuil avec ses déplacements résultants ;*
- *Identifier et quantifier les paramètres pertinents du modèle lors de déplacements réalisés avec le FRE en situation réelle.*

*Suivant cette démarche, plusieurs expérimentations intermédiaires ont été nécessaires afin de déterminer les caractéristiques métrologiques de certains capteurs et de quantifier la résultante des forces de freinage qui agissait sur le système sujet-fauteuil. Une expérimentation sur le terrain a ensuite permis de vérifier les méthodes de calcul des grandeurs cinématiques du déplacement du fauteuil roulant, puis d'analyser l'évolution des paramètres pertinents du modèle mécanique au cours d'un déplacement réalisé en situation réelle.*

*Cette approche étant davantage centrée sur la modélisation et l'interprétation des mesures effectuées avec le FRE que sur l'analyse de la gestuelle du sujet, il a été choisi de ne pas restreindre le champ des déplacements à celui des caméras d'un système d'analyse cinématique. En conséquence, l'analyse des mouvements du sujet a été réduite à celle de son centre de masse, ce qui n'a pas permis, par exemple, d'aborder les aspects énergétiques de la locomotion en fauteuil roulant.*

# 1. Analyse bibliographique

## 1-1. Historique de l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant manuel

Les premières traces de l'utilisation des roues par l'Homme datent de l'époque sumérienne (environ 3500 ans avant notre ère), elles servaient notamment en Egypte antique à équiper des sièges de roulettes dans le but de faciliter les déplacements de personnes socialement importantes ou à mobilité réduite. Ainsi, l'ancêtre du fauteuil roulant ne possédait pas de roue motrice et une tierce personne était nécessaire pour faire avancer le système. Beaucoup plus tard, un des plus célèbres utilisateurs de ce type d'appareil a été le roi d'Espagne Philippe II de Habsbourg (XVI<sup>ème</sup> siècle) qui, à la fin de son règne, se déplaçait à l'aide de sa « chaise pour invalide ». L'usage de ces fauteuils à roulettes était aussi très répandu à la cour de Louis

XIV.

En 1420, un inventeur italien nommé Fontana a mis au point le premier véhicule actionné par la force musculaire (figure 1). Deux cents ans plus tard (1655), un inventeur allemand, Stephen Farfler, a permis à une personne assise de se déplacer par ses propres moyens en utilisant un système mécanique d'entraînement des roues :

c'est le premier fauteuil roulant à manivelles (figure 2). Un « fauteuil à tourniquet » (figure



**Figure 1** Véhicule à propulsion manuelle inventé par Fontana en 1420.



**Figure 2** Premier fauteuil roulant à manivelles mis au point par Stephen Farfler en 1655.

3) a été ensuite utilisé entre 1791 et 1794 par Georges Couthon, personnage influent de la Convention et originaire d'Orcet près de Clermont-Ferrand. Son fauteuil a fait l'objet du premier article faisant référence à la locomotion en fauteuil roulant publié dans la « Chronique Médicale » à la fin du XIX<sup>ème</sup> siècle (Dr Cabanès, 1900).

Des fauteuils roulants en bois furent couramment utilisés en Amérique du Nord par les blessés de la guerre de Sécession entre 1861 et 1865. Les fauteuils roulants ne connurent que des améliorations mineures jusqu'en 1932, date à laquelle Herbert A. Everest et Harry C. Jennings fabriquèrent un modèle pliable en métal (figure 4) à l'origine du développement de la gamme des fauteuils roulants actuels (Roques, 1997).

La recherche sur la locomotion en fauteuil roulant a débuté dans les années 50 avec quelques études portant sur les aspects ventilatoires d'utilisateurs réguliers

(Hemingway *et al.* 1958). Le premier ergomètre à rouleaux a été conçu dans les années 60 par Brouha et Kroboth (1967) : il permettait de contrôler la vitesse de déplacement du patient et d'effectuer l'analyse en continu des échanges gazeux. Les connaissances dans les



**Figure 3** « Fauteuil à tourniquet » utilisé par Georges Couthon entre 1791 et 1794.



**Figure 4** Premier fauteuil roulant manuel moderne conçu par H.C. Jennings et H.A. Everest en 1932.

domaines de la physiologie et de la biomécanique de la locomotion en fauteuil roulant n'ont vraiment progressé qu'à partir du début des années 80 avec les travaux de l'équipe de recherche américaine, de l'Etat de l'Ohio, dirigée par Roger Glaser (Glaser *et al.* 1979a, 1979b, 1980a, 1980b, Sawka *et al.* 1980, Laubach *et al.* 1981, Miles *et al.* 1982, Rodgers *et al.* 1994). Depuis la fin des années 80, deux autres équipes de recherche ont principalement marqué cette thématique : la première est néerlandaise (Amsterdam), dirigée par Luc van der Woude (van der Woude *et al.* 1986) et la seconde est américaine (Etats de Californie et Pennsylvanie), dirigée par Rory Cooper (Cooper *et al.* 1989).

L'analyse pour le moins qualitative réalisée dans le premier article concernant la locomotion en fauteuil roulant (Cabanès 1900) indiquait qu'avec « quelques efforts », le fauteuil pouvait atteindre « une assez grande vitesse ». Cette réflexion résume bien l'analyse biomécanique de ce type de locomotion puisque, plus d'un siècle après ce premier article, des scientifiques cherchent toujours à mettre en relation les efforts fournis par le sujet et la vitesse de déplacement du fauteuil. Il reste à souhaiter que les études actuelles puissent apporter des éléments de réponse plus précis.

## 1-2. Définition des paramètres utilisés pour l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant

Avant de présenter les différents types d'ergomètres utilisés, ce chapitre définit les principaux paramètres biomécaniques relatifs à ce moyen de locomotion. Ces paramètres peuvent être classés en trois catégories : cinématiques, dynamiques et énergétiques.

### 1-2-1. Les paramètres cinématiques

Les paramètres cinématiques permettent d'étudier les mouvements du système sujet-fauteuil sans tenir compte des forces qui les produisent :

- La **vitesse** du fauteuil est déterminée par l'ensemble des ergomètres utilisés (Sanderson *et al.* 1985) et permet de comparer les études entre elles ;
- Les **déplacements et accélérations** du fauteuil viennent compléter l'analyse de la vitesse (Coutts 1990) ;
- Les **paramètres temporels des poussées** comprennent la durée d'application de l'effort sur la main courante ( $\Delta t_p$ ), la durée de la phase de retour ( $\Delta t_r$ ) et la durée du cycle complet ( $\Delta t_c$ ), qui est la somme des deux précédentes ;
- Les **paramètres angulaires des poussées** permettent de distinguer les secteurs angulaires couverts par la roue lorsque le sujet applique un effort sur la main courante ( $\delta_p$ ) et pendant la phase de retour ( $\delta_r$ ). Le secteur angulaire complet ( $\delta_c$ ) est la somme de  $\delta_p$  et de  $\delta_r$ .
- Les **positions des segments corporels** du sujet, ainsi que les vitesses et les accélérations angulaires et linéaires correspondantes, permettent d'analyser en détail les mouvements du sujet et de déterminer les **amplitudes articulaires** lors du cycle de propulsion.

- Le **point d'application** correspond à la position de la main du sujet sur l'anneau pendant la phase d'application d'un effort sur la main courante. Les positions des autres segments corporels du sujet ne seront pas étudiées dans cette thèse.

## 1-2-2. Les paramètres dynamiques

Les paramètres dynamiques concernent les efforts situés entre le système sujet-fauteuil et son environnement ainsi qu'à l'interface entre le sujet et son fauteuil.

- Le **torseur appliqué sur chaque main courante** représente les forces exercées par le sujet sur l'anneau dans les trois directions de l'espace ( $F_x$ ,  $F_y$  et  $F_z$ ), et les trois moments ( $M_x$ ,  $M_y$  et  $M_z$ ) associés.
- Les **efforts appliqués par le sujet sur le dossier et l'assise du fauteuil** ont été mesurés à plusieurs reprises à l'aide de capteurs de force situés sous le siège pour étudier en statique l'influence de certains réglages du fauteuil (Gilsdorf *et al.* 1990) ou encore les conséquences d'une opération chirurgicale chez des patients atteints d'une scoliose (Larsson *et al.* 2002). L'ergomètre fixe utilisé par L.H.V. van der Woude est équipé de capteurs de force placés sous le siège (Niesing *et al.* 1990), mais aucun résultat obtenu à partir de ce système n'a été publié à ce jour. Ainsi, l'évolution des forces antéro-postérieures, latérales et verticales, ainsi que la position du centre de pression, exercées sur le siège au cours du cycle de propulsion, en fonction des mouvements du buste, de la tête ou encore des membres supérieurs, n'ont encore jamais fait l'objet d'étude précise.
- L'analyse de la **répartition des pressions** (Shield *et al.* 1988 ; Gilsdorf *et al.* 1990 ; Ferrarin *et al.* 2000 ; Parent *et al.* 2000) sur l'assise du fauteuil a donné des informations intéressantes sur la façon dont le patient est en contact avec son fauteuil et a permis par exemple de comparer différents types de sièges ou de dossiers. Cependant, la répartition des pressions sur le siège a toujours été étudiée

avec un sujet assis et immobile sur le fauteuil. Enfin, ces systèmes ne permettent pas de quantifier les efforts appliqués par le sujet sur le fauteuil.

- Les **impulsions** générées par le sujet ont rarement été quantifiées dans le cas de la locomotion en fauteuil roulant. Tupling *et al.* (1986) les ont calculées pour comparer différents types de départs réalisés par les sujets en utilisant une plate-forme de forces. En utilisant la même méthode, Vaslin *et al.* (1998) ont comparé les **variations du moment cinétique** obtenues avec une plate-forme de forces et une roue dynamométrique.
- La mesure de l'activité **électromyographique** (E.M.G.) des muscles mis en jeu lors de la locomotion en fauteuil roulant manuel renseigne essentiellement sur la coordination inter-musculaire des membres supérieurs au cours des différentes phases du cycle de propulsion (Mâsse *et al.* 1992).

### 1-2-3. Les paramètres énergétiques

Ils permettent d'évaluer l'intensité de l'effort produit par le sujet lors de son déplacement en fauteuil roulant. L'**énergie mécanique** du système sujet-fauteuil est la somme de l'**énergie cinétique** et de l'**énergie potentielle** du système. Ces deux paramètres permettent d'avoir accès au travail mécanique et à la puissance mécanique externes :

- Le **travail mécanique externe** ( $W_{ext}$ ) rend compte de l'effort fourni par le sujet pour se déplacer (Brattgård *et al.* 1970), il nécessite en outre de connaître les forces globales de résistance à l'avancement. L'analyse de la répartition de l'effort du sujet sur l'ensemble du déplacement peut être affinée en calculant le travail mécanique produit au cours de chaque poussée (Ruggles *et al.* 1994).
- La **puissance mécanique externe** ( $P_{ext}$ ) développée par le sujet est souvent calculée pour évaluer l'intensité de l'effort exercé par le sujet (Glaser *et al.* 1980a).

### 1-3. Les dispositifs expérimentaux utilisés lors d'études biomécaniques de la locomotion en fauteuil roulant

Depuis le début des années soixante, plusieurs types de dispositifs expérimentaux ont été développés pour analyser la locomotion en fauteuil roulant. Quatre grandes catégories d'ergomètre peuvent être distinguées (figure n°5) :

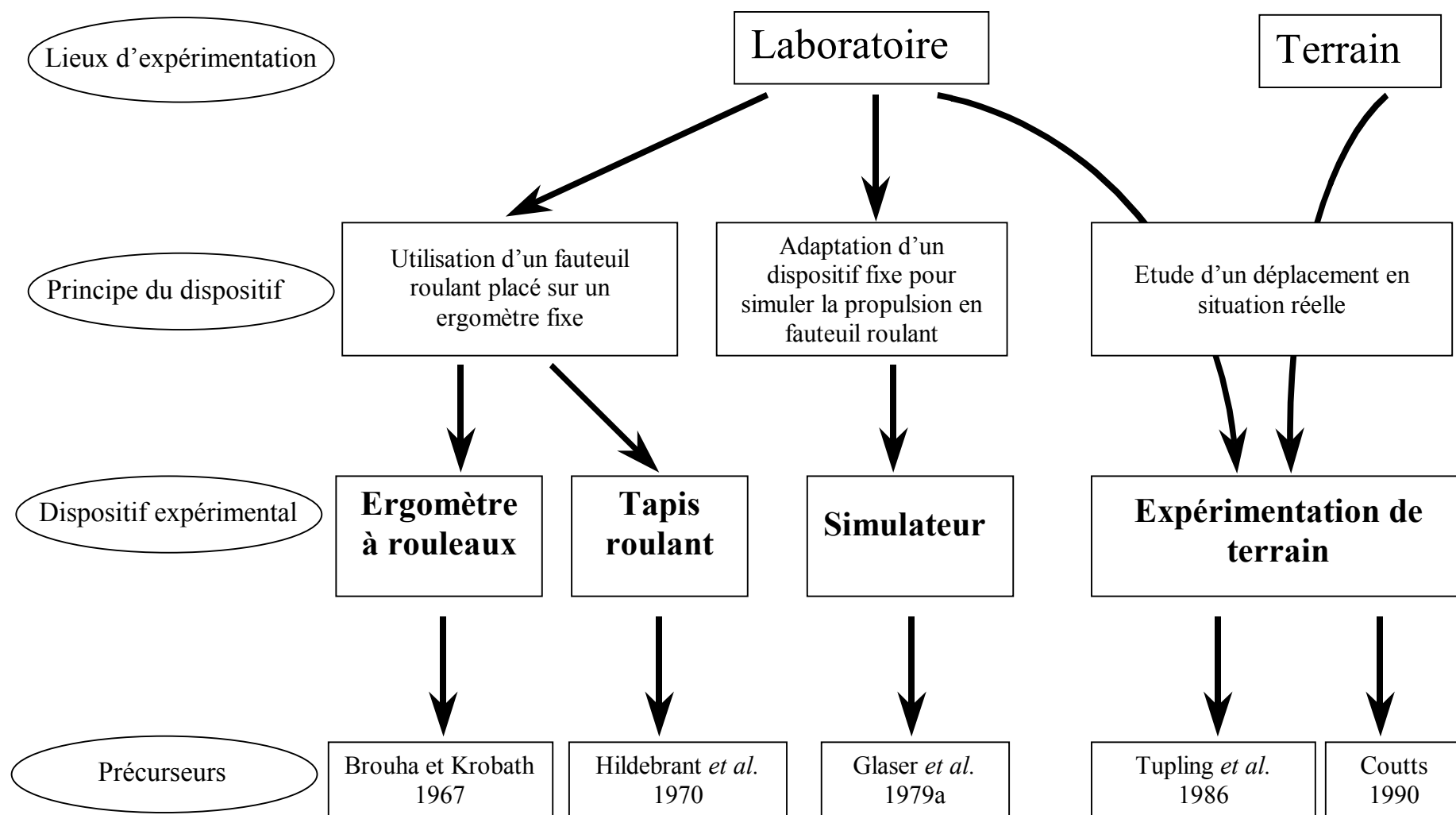
- Les ergomètres à rouleaux : les roues arrière du fauteuil roulant reposent sur un ou plusieurs cylindres ;
- Les tapis roulants : le fauteuil est placé sur un tapis dont les dimensions sont adaptées à ce type de locomotion ;
- Les simulateurs : ces dispositifs sont plus ou moins complexes et permettent de simuler la locomotion en fauteuil roulant ;
- Les expérimentations de terrain : La locomotion en fauteuil roulant est étudiée dans des conditions réelles de déplacement.

Jusqu'à présent, les synthèses bibliographiques concernant l'analyse biomécanique de la locomotion en fauteuil roulant déclinent les différents types d'ergomètre et répertorient ensuite les paramètres biomécaniques évalués à l'aide de ces ergomètres (Dreisinger *et al.* 1982 ; Khelia 2003). Suivant une démarche inverse, il est apparu intéressant de classer les études biomécaniques réalisées sur la locomotion en fauteuil roulant (tableau 1) en fonction des paramètres biomécaniques évalués en indiquant avec quel type d'ergomètre et quels instruments de mesure ils avaient été obtenus. Pour chacun des dispositifs expérimentaux utilisés, l'analyse bibliographique a été réalisée suivant quatre axes :

- L'historique, avec la présentation des travaux précurseurs ;



- Les principes techniques généraux, qui concernent essentiellement les modalités de détermination de la vitesse de déplacement, ainsi que les méthodes de calcul du travail mécanique externe ( $W_{ext}$ ) et de la puissance mécanique externe ( $P_{ext}$ ) développés par le sujet ;
- Les mesures complémentaires, qui présentent les différents types d'analyse possibles en fonction des ergomètres utilisés, comme l'analyse cinématique des mouvements du sujet, par exemple ;
- Les avantages et inconvénients, qui permettent de cerner les limites de l'utilisation de chaque catégorie d'ergomètre.



**Figure 5** Proposition de classification des études portant sur l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant

Paramètre mesuré ou calculé	Dispositif expérimental	Moyen de mesure	Etudes
Paramètres cinématiques du fauteuil : déplacement, vitesse et accélération	Rouleaux	Analyse vidéo	Walsh <i>et al.</i> 86.
		Capteurs de position ou de vitesse angulaire des rouleaux	Brouha et Krobath, 67 ; Coutts <i>et al.</i> 87 ; Cooper <i>et al.</i> 90, 02 et 03 ; Mâsse <i>et al.</i> 92 ; Asato <i>et al.</i> 93 ; Langbein <i>et al.</i> 93 ; Rodgers <i>et al.</i> 94, 98 et 03 ; Kerk <i>et al.</i> 95 ; Newsam <i>et al.</i> 96 ; Theisen <i>et al.</i> 96 ; Goosey <i>et al.</i> 98 et 03 ; Kulig <i>et al.</i> 98 et 01 ; Malone <i>et al.</i> 98 ; Vanlandewijck <i>et al.</i> 99 ; Tordi <i>et al.</i> 99 ; Koontz <i>et al.</i> 01 ; Hintzy <i>et al.</i> 02 et 04 ; Khelia 03.
	Tapis roulant	Capteurs de position ou de vitesse angulaire de défilement du tapis	Hildebrandt <i>et al.</i> 70 ; Engel <i>et al.</i> 74 ; Gass <i>et al.</i> 79, 81 et 84 ; Sanderson <i>et al.</i> 85 ; Brubaker <i>et al.</i> 86 ; van der Woude <i>et al.</i> 86, 88a, 88b, 89a et 89b ; Pitteti <i>et al.</i> 87 ; Hadj Yahmed <i>et al.</i> 89 ; Veeger <i>et al.</i> 92b ; Janssen <i>et al.</i> 93 et 96 ; Bazzi-Grossin <i>et al.</i> 95 ; Vinet <i>et al.</i> 96 et 97 ; Tropp <i>et al.</i> 97 ; O'Connell <i>et al.</i> 00 ; Knechtle <i>et al.</i> 03.
	Simulateur	Capteurs de position ou de vitesse angulaire de la roue	Jarvis <i>et al.</i> 82 ; van der Woude <i>et al.</i> 89a, 97, 98, 99 et 03 ; Niesing <i>et al.</i> 90 ; Veeger <i>et al.</i> 92 et 02 ; Dallmeijer <i>et al.</i> 99 ; Rodgers <i>et al.</i> 00 ; de Groot <i>et al.</i> 01, 02a, 02b et 03 ; Finley <i>et al.</i> 02 ; Janssen <i>et al.</i> 02 ; Rozendal <i>et al.</i> 03.
	Terrain	Capteurs de position ou de vitesse angulaire des roues arrière	Coutts, 90, 91, 92 et 94 ; Strauss <i>et al.</i> 91 ; Bednarczyk <i>et al.</i> 95 ; Newsam <i>et al.</i> 96 ; Martin <i>et al.</i> 00 ; Faupin <i>et al.</i> 02 ; Vanderthommen <i>et al.</i> 02 ; Moss <i>et al.</i> 03 et 05 ; de Saint Rémy <i>et al.</i> 05.
		Accéléromètre	Dabonneville <i>et al.</i> 00 ; de Saint Rémy <i>et al.</i> 00, 01b et 03 ; Vaslin <i>et al.</i> 00a, 00b et 00c.
		Système externe (chronomètre, cellules photoélectriques)	Hilbers <i>et al.</i> 87 ; Frank <i>et al.</i> 88 ; Parziale <i>et al.</i> 91 ; Hutzler <i>et al.</i> 93 ; Majaess <i>et al.</i> 93 ; Bazzi-Grossin <i>et al.</i> 95 ; Bednarczyk <i>et al.</i> 95 ; Vinet <i>et al.</i> 98 ; Faupin <i>et al.</i> 01 et 02 ; Kilkens <i>et al.</i> 02 ; Kirby <i>et al.</i> 02 ; Hoffman <i>et al.</i> 03.

**Tableau 1** Paramètres biomécaniques de la propulsion en fauteuil roulant

Paramètre mesuré ou calculé	Dispositif expérimental	Moyen de mesure	Etudes
<i>Travail mécanique externe et puissance mécanique externe</i>	Rouleaux	Résistance connue appliquée sur les rouleaux.	Brouha et Kroboth, 67 ; Coutts <i>et al.</i> 87 ; Cooper <i>et al.</i> 90 et 03 ; Mâsse <i>et al.</i> 92 ; Langbein <i>et al.</i> 93 ; Ruggles <i>et al.</i> 94 ; Rodgers <i>et al.</i> 94 et 03 ; Kerk <i>et al.</i> 95 ; van der Woude <i>et al.</i> 95 ; Theisen <i>et al.</i> 96 ; Patterson <i>et al.</i> 97 ; Goosey <i>et al.</i> 98, 01 et 03 ; Price <i>et al.</i> 99 ; Tordi <i>et al.</i> 99 ; Vanlandewijck <i>et al.</i> 99 ; Lonsdorfer <i>et al.</i> 01 ; Hintzy <i>et al.</i> 02 et 04 ; Cooper <i>et al.</i> 03.
	Tapis roulant	Test de décélération : « drag-test »	Brubaker <i>et al.</i> 86 ; van der Woude <i>et al.</i> 86, 88, 89b et 89c ; Veeger <i>et al.</i> 92 ; Janssen <i>et al.</i> 93 et 96 ; Vanlandewijck <i>et al.</i> 94 ; Bazzi-Grossin <i>et al.</i> 95 ; Tropp <i>et al.</i> 97.
	Simulateur	Fauteuil relié à une bicyclette ergométrique	Brattgård <i>et al.</i> 70 ; Glaser <i>et al.</i> 79a, 79b, 80a et 80b ; Sawka <i>et al.</i> 80 ; Miles <i>et al.</i> 82 ; Wick <i>et al.</i> 83 ; Sedlock <i>et al.</i> 88 ; Brown <i>et al.</i> 90.
		L'axe des roues est relié à un appareil isocinétique	Samuelson <i>et al.</i> 89 et 91 ; Ruggles <i>et al.</i> 94.
		Ergomètre de Niesing	van der Woude <i>et al.</i> 89a, 97, 98, 99 et 03 ; Niesing <i>et al.</i> 90 ; Veeger <i>et al.</i> 92 ; Dallmeijer <i>et al.</i> 99 ; de Groot <i>et al.</i> 01, 02a et 02b et 03 ; Janssen <i>et al.</i> 02 ; Rozendal <i>et al.</i> 03.
		Autres simulateurs	Jarvis <i>et al.</i> 82 ; Langbein <i>et al.</i> 94
	Terrain	Capteurs de position angulaire des roues arrière	Coutts, 92 et 94.
		Accéléromètre	Dabonneville <i>et al.</i> 00 ; Vaslin <i>et al.</i> 00a et 00c.

**Tableau 1** Paramètres biomécaniques de la propulsion en fauteuil roulant

Paramètre mesuré ou calculé	Dispositif expérimental	Moyen de mesure	Etudes
<i>Paramètres temporels des poussées</i>	Rouleaux	Roue dynamométrique	Rodgers <i>et al.</i> 94 ; Newsam <i>et al.</i> 96 ; Rao <i>et al.</i> 96 ; Mulroy <i>et al.</i> 96.
		Analyse vidéo	Cooper <i>et al.</i> 90 ; Mâsse <i>et al.</i> 92 ; Kerk <i>et al.</i> 95 ; Robertson <i>et al.</i> 96 ; Okawa <i>et al.</i> 99 ; Chow <i>et al.</i> 00 et 01.
		Gants et main courante équipée	Wang <i>et al.</i> 96.
		Capteur de moment	Hintzy <i>et al.</i> 02 ; Faupin <i>et al.</i> 04a.
	Tapis roulant	Analyse vidéo	Sanderson <i>et al.</i> 85 ; van der Woude <i>et al.</i> 88a et 88b ; Veeger <i>et al.</i> 92b ; Vanlandewijck <i>et al.</i> 94.
	Simulateur	Ergomètre de Niesing	van der Woude <i>et al.</i> 89c ; de Groot <i>et al.</i> 02a et 02b ; Veeger <i>et al.</i> 02.
		Analyse vidéo	Hugues <i>et al.</i> 92 ; Veeger <i>et al.</i> 92a, 92b et 92c ; van der Woude <i>et al.</i> 98 ; Finley <i>et al.</i> 02 ; de Groot <i>et al.</i> 03.
	Terrain	Roue dynamométrique	Guo <i>et al.</i> 03a et 03b.
		Analyse vidéo	Bednarczyk <i>et al.</i> 95 ; Goosey <i>et al.</i> 01.

**Tableau 1** Paramètres biomécaniques de la propulsion en fauteuil roulant

Paramètre mesuré ou calculé	Dispositif expérimental	Moyen de mesure	Etudes
<i>Position des segments corporels</i>	Rouleaux	Analyse vidéo	Mâsse <i>et al.</i> 92 ; Asato <i>et al.</i> 93 ; Rodgers et coll., 94 et 98 ; Kerk <i>et al.</i> 95 ; Rao <i>et al.</i> 96 ; Cooper <i>et al.</i> 95, 96 et 97 ; Robertson <i>et al.</i> 96 ; Patterson <i>et al.</i> 97 ; Boninger <i>et al.</i> 97, 00 et 02 ; Goosey <i>et al.</i> 98 et 01 ; Kulig <i>et al.</i> 98 et 01 ; Malone <i>et al.</i> 98 ; Shimada <i>et al.</i> 98 ; Okawa <i>et al.</i> 99 ; Chow <i>et al.</i> 00 et 01 ; DiGiovinne <i>et al.</i> 00 ; Pradon <i>et al.</i> 01, 04a ,04b et 05 ; Koontz <i>et al.</i> 04.
		Goniomètre	Wei <i>et al.</i> 03.
	Tapis roulant	Analyse vidéo	Veeger <i>et al.</i> 92b ; Vanlandewijck <i>et al.</i> 94.
	Simulateur	Analyse vidéo	Veeger <i>et al.</i> 92a, 92b et 92c et 02 ; van der Helm <i>et al.</i> 96 ; Rozendal <i>et al.</i> 00 et 03 ; Rodgers <i>et al.</i> 00 et 03 ; Finley <i>et al.</i> 02 ; de Groot <i>et al.</i> 03.
		Potentiomètres angulaires	Hughes <i>et al.</i> 92.
	Terrain	Analyse vidéo	Bednarczyk <i>et al.</i> 95 ; Schantz <i>et al.</i> 99 ; Guo <i>et al.</i> 03a et 03b ; van Drongelen <i>et al.</i> 05.
<i>Point d'application sur les mains courantes</i>	Rouleaux	Analyse vidéo	Cooper <i>et al.</i> 95, 96 et 97 ; Rodgers et coll., 98.
		Roue dynamométrique	Cooper <i>et al.</i> 95 et 96 ; Robertson <i>et al.</i> 96.
	Simulateur	Analyse vidéo	Veeger <i>et al.</i> 02.
	Terrain	Analyse vidéo	Sabick <i>et al.</i> 01 ; Guo <i>et al.</i> 03a et 03b.
		Roue dynamométrique	Sabick <i>et al.</i> 01.

**Tableau 1** Paramètres biomécaniques de la propulsion en fauteuil roulant

Paramètre mesuré ou calculé	Dispositif expérimental	Moyen de mesure	Etudes
<i>Forces et moments appliqués sur les mains courantes</i>	Rouleaux	Roue dynamométrique	Asato <i>et al.</i> 93 ; Rodgers <i>et al.</i> 94 et 98 ; Cooper <i>et al.</i> 95 96 et 97 ; Robertson <i>et al.</i> 96 ; Boninger <i>et al.</i> 97, 00 et 02 ; Kulig <i>et al.</i> 98 et 01 ; DiGiovinne <i>et al.</i> 01 ; Goosey <i>et al.</i> 01 ; Koontz <i>et al.</i> 01 ; Shimada <i>et al.</i> 01 ; Aissaoui <i>et al.</i> 02.
		Autres systèmes	Ruggles <i>et al.</i> 94 ; Devillard <i>et al.</i> 01 ; Digiovinne <i>et al.</i> 01 ; Hintzy <i>et al.</i> 02 ; Khelia <i>et al.</i> 03 ;
	Simulateur	Mesures directes	Jarvis <i>et al.</i> 82 ; van der Woude <i>et al.</i> 98, 89a et 03 ; Niesing <i>et al.</i> 90 ; Hughes <i>et al.</i> 92 ; Veeger <i>et al.</i> 92 et 02 ; van der Helm <i>et al.</i> 96 ; Dallmeijer <i>et al.</i> 99 ; Rozendal <i>et al.</i> 03 ; de Groot <i>et al.</i> 01 et 02a et 02b ; Rodgers <i>et al.</i> 00 et 03 ; Finley <i>et al.</i> 02 et 04.
		Mesures indirectes	Glaser <i>et al.</i> 79a, 79b, 80a et 80b.
	Terrain	Roue dynamométrique	Vaslin <i>et al.</i> 98 ; de Saint Rémy <i>et al.</i> 00 et 01a ; Wu <i>et al.</i> 98 ; Sabick <i>et al.</i> 01 ; Guo <i>et al.</i> 03a et 03b ; Dabonneville <i>et al.</i> 04 ; van Drongelen <i>et al.</i> 05.
<i>Impulsions</i>	Rouleaux	Roue dynamométrique	Goosey <i>et al.</i> 01.
	Terrain	Plate forme de force	Tupling <i>et al.</i> 1986 ; Vaslin <i>et al.</i> 98.
<i>E.M.G.</i>	Rouleaux	Systèmes d'analyse E.M.G.	Mâsse <i>et al.</i> 92 ; Rodgers et coll., 94 ; Mulroy <i>et al.</i> 96 ; Chow <i>et al.</i> 00.

**Tableau 1** Paramètres biomécaniques de la propulsion en fauteuil roulant

## 1-3-1. Les ergomètres à rouleaux

### 1-3-1-1. Historique

En 1967, Lucien Brouha et Hans Kroboth ont utilisé un ergomètre constitué de deux paires de rouleaux de 10 cm de circonférence et de 12,5 cm de long sur lesquels venaient reposer les roues arrière d'un fauteuil roulant. La résistance à l'avancement du système dépendait uniquement des forces de frottement de roulement et du poids du système sujet-fauteuil.

### 1-3-1-2. Principes techniques généraux

L'intensité de l'effort développé par le sujet est généralement évaluée par la puissance mécanique externe développée ( $P_{ext}$ ). Dans la plupart des études utilisant un ergomètre à rouleaux,  $P_{ext}$  est calculée à partir de deux paramètres : la résultante des forces de résistance à l'avancement ( $F_{ra}$ ) et la vitesse de déplacement du fauteuil ( $V$ ) :

$$P_{ext} = F_{ra} V \quad (W)$$

La vitesse de déplacement du fauteuil est déterminée par différents instruments fixés au niveau des rouleaux ou des roues du fauteuil : des codeurs optiques (Newsam *et al.* 1996 ; Theisen *et al.* 1996), des tachymètres (Cooper, 1990 ; Mâsse *et al.* 1992 ; Kerk *et al.* 1995 ; Tordi *et al.* 1999 ; Vanlandewijck *et al.* 1999), des « speedometers » (Rodgers *et al.* 1994 et 2003 ; Goosey *et al.* 1998) ou encore des capteurs de position angulaire (Brouha et Kroboth, 1967 ; Coutts et Stogryn, 1987 ; Coutts, 1990 ; Rodgers *et al.* 1994 et 2003 ; Patterson et Draper, 1997).

Différents systèmes peuvent être reliés aux rouleaux afin de faire varier la résistance à l'avancement : un moteur électrique (Coutts et Stogryn, 1987 ; Kerk *et al.* 1995 ; Patterson et Draper, 1997 ; Tordi *et al.* 1999 ; Vanlandewijck *et al.* 1999), un frein électromagnétique (Theisen *et al.* 1996 ; Devillard *et al.* 2001), un volant d'inertie (Goosey *et al.* 1998 ; Kulig *et*



al. 1998) ou encore un appareil isocinétique (Ruggles *et al.* 1994). La résultante des forces de résistance à l'avancement ( $F_{ra}$ ) est calculée à partir d'un test de décélération avec le sujet dans une position inclinée intermédiaire, les mains sur les genoux (Theisen *et al.* 1996 ; Goosey *et al.* 1998 et 2001 ; Kulig *et al.* 1998 ; Vanlandewijck *et al.* 1999, ). Cependant, la détermination de  $F_{ra}$  est souvent imprécise (Theisen *et al.* 1996 ; diGiovinne *et al.* 2001) car les variations de position du sujet (Martin *et al.* 2000) ou de vitesse (diGiovinne *et al.* 2001) au cours de chaque cycle de propulsion ne sont pas prises en compte.

### **1-3-1-3. Mesures complémentaires**

Certaines améliorations importantes ont été apportées à ces ergomètres, telles que l'utilisation de rouleaux différents afin de dissocier les deux roues arrière du fauteuil (Theisen *et al.* 1996 ; Kulig *et al.* 1998 ; Vanlandewijck *et al.* 1999) ou encore la fixation de capteurs de moments, soit directement sur les rouleaux (diGiovinne *et al.* 2001 ; Devillard *et al.* 2001), soit sur la machine isocinétique utilisée (Ruggles *et al.* 1994). Plusieurs systèmes de mesure complets ont été mis au point et parfois commercialisés, tels que le « *Wheelchair Aerobic Fitness Trainer* » (Langbein *et al.* 1993 et 1994), l'« *Eagle Wheelchair Roller* » (Kerk *et al.* 1995), le « *Bromking Turbo Trainer* » (Price et Campbell, 1999 ; Goosey *et al.* 2001), le « *VP100H* » (Lonsdorfer *et al.* 2001 ; Devillard *et al.* 2001 ; Hintzi *et al.* 2002) ou encore le « *Computer Monitored Wheelchair Dynamometer* » (diGiovinne *et al.* 2001 ; Cooper *et al.* 2003).

En complément des mesures directement effectuées sur les rouleaux, des analyses de type cinématique concernant les mouvements du buste et des membres supérieurs ont aussi été réalisées. Ainsi, certains auteurs ont effectué des analyses en deux dimensions avec une seule caméra (Cooper, 1990 ; Mâsse *et al.* 1992 ; Robertson *et al.* 1996 ; Okawa *et al.* 1999 ; Chow *et al.* 2000 et 2001). Plusieurs caméras ont ensuite été disposées dans le but de réaliser une analyse en trois dimensions des patrons moteurs de la locomotion en fauteuil roulant

(Asato *et al.* 1993 ; Rodgers *et al.* 1994 ; Kerk *et al.* 1995 ; Cooper *et al.* 1995 et 1996 ; Rao *et al.* 1996 ; Patterson et Draper, 1997 ; Boninger *et al.* 1997, 2000 et 2002 ; Goosey *et al.* 1998 et 2001 ; Kulig *et al.* 1998 ; Pradon et Cheze, 2001 ; Shimada *et al.* 1998). Ces analyses cinématiques ont également servi à déterminer les différents paramètres temporels du cycle de propulsion (Cooper, 1990 ; Kerk *et al.* 1995 ; Robertson *et al.* 1996 ; Okawa *et al.* 1999 ; Chow *et al.* 2000 et 2001), le point d'application des efforts du sujet sur la main courante du fauteuil roulant (Cooper *et al.* 1995) ou encore la position angulaire des roues arrière (Goosey *et al.* 2001).

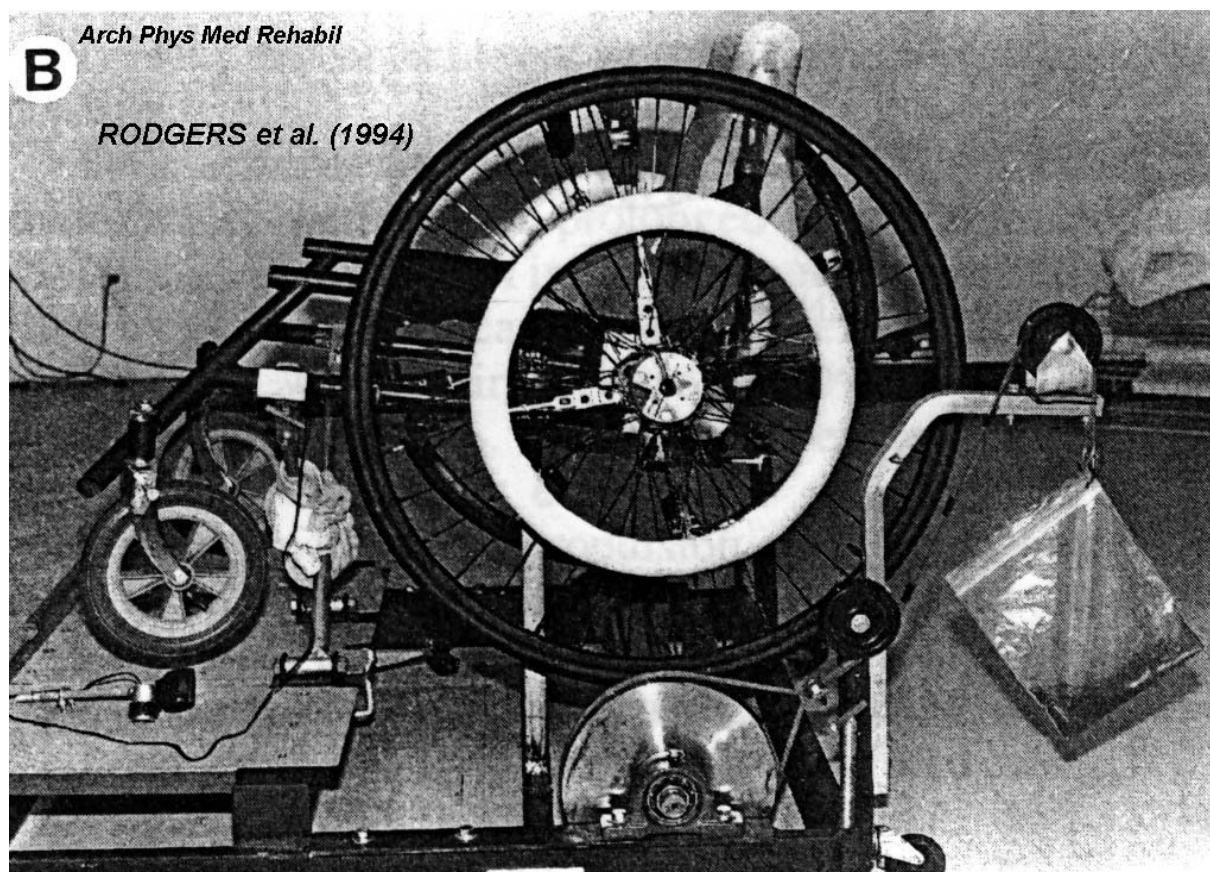
Les fauteuils roulants placés sur les ergomètres à rouleaux peuvent être équipés d'une ou deux roues dynamométriques permettant de mesurer les efforts appliqués par le sujet sur la main courante. La plus utilisée est la « *Smart Wheel* » (Asato *et al.* 1993 ; Cooper *et al.* 1995 et 1996 ; Robertson *et al.* 1996 ; Boninger *et al.* 1997, 2000 et 2002 ; Kulig *et al.* 1998 ; diGiovinne *et al.* 2001 ; Shimada *et al.* 2001 ; Aissaoui *et al.* 2002), mais d'autres roues dynamométriques ont également été utilisées sur des ergomètres à rouleaux (Rodgers *et al.* 1994 ; Newsam *et al.* 1996 ; Rao *et al.* 1996 ; Mulroy *et al.* 1996 ; Goosey *et al.* 2001).

Des analyses électromyographiques des muscles mis en jeu lors de la locomotion en fauteuil roulant ont également été réalisées sur des ergomètres à rouleaux (Mâsse *et al.* 1992 ; Rodgers *et al.* 1994 ; Mulroy *et al.* 1996 ; Chow *et al.* 2000 et 2001).

#### **1-3-1-4. Limites d'utilisation**

Le principal avantage des ergomètres à rouleaux est de permettre à chaque sujet d'utiliser son propre fauteuil roulant. De plus, le système se prête parfaitement aux études de laboratoire car il est peu encombrant et permet de réaliser aisément des analyses physiologiques comme la mesure directe de la consommation d'oxygène du sujet. Ainsi, la  $\dot{V}O_{2max}$  de six athlètes participant aux Jeux Olympiques de 1984 a pu être mesurée directement (Coutts et Stogryn, 1987). De même, le rendement mécanique de douze athlètes

pré-sélectionnés olympiques (entre 17 et 19 % en fonction de la vitesse) a été déterminé par Cooper *et al.* (2003). Dans ces deux études, chaque sujet a pu utiliser son propre fauteuil de compétition. Une étude réalisée sur l'effet de la fatigue lors de la locomotion en fauteuil roulant (figure 6, Rodgers *et al.* 1994) a montré les très nombreuses possibilités offertes par un ergomètre à rouleaux pour une étude en laboratoire : les auteurs ont réalisé simultanément l'analyse dynamique des efforts appliqués par le sujet sur la main courante, une analyse cinématique des membres supérieurs, une analyse électromyographique de cinq groupes musculaires intervenant dans ce type de locomotion et la mesure des échanges gazeux.



**Figure 6** Fauteuil muni d'une roue dynamométrique placé sur un ergomètre à rouleaux (Rodgers *et al.* 1994).

Les ergomètres à rouleaux ont donc considérablement fait avancer les connaissances dans le domaine de la locomotion en fauteuil roulant. Cependant, ils ne permettent pas de simuler au mieux les conditions de terrain, ce qui limite l'interprétation et la validité des résultats lorsque l'on souhaite évaluer l'autonomie des personnes confinées en fauteuil roulant

lors de leurs déplacements quotidiens (van der Woude *et al.* 2001). Par exemple, ils ne prennent pas en compte la variation des forces de résistance à l'avancement qui pourrait découler des mouvements antéro-postérieurs du sujet (Martin *et al.* 2002).

### 1-3-2. Les tapis roulants

#### 1-3-2-1. Historique

Les premières études utilisant un tapis roulant ont principalement porté sur l'évolution des paramètres physiologiques (Hildebrandt *et al.* 1970 ; Engel et Hildebrandt, 1974 ; Gass et Camp, 1979, 1981 et 1984). Les expérimentateurs contrôlaient alors son inclinaison (de 0 à 6°) et la vitesse de déroulement du tapis (de 1 à 7  $km.h^{-1}$ ) à l'aide d'un capteur de position. L'interaction entre le patient et le fauteuil pouvait être étudiée indirectement en comparant, par exemple, la consommation d'oxygène du sujet lorsqu'il utilisait différents types de fauteuils, pour une même vitesse de déplacement et une même inclinaison du tapis roulant (Engel et Hildebrandt, 1974).

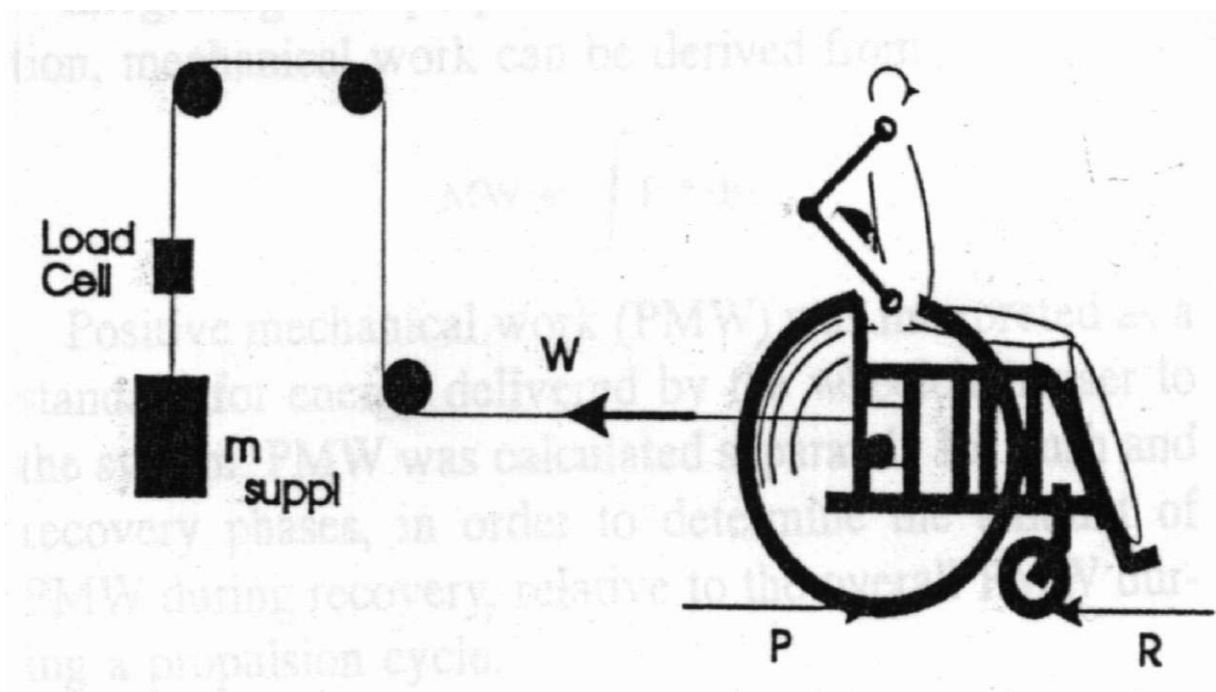
#### 1-3-2-2. Principes techniques généraux

De même que dans la plupart des études utilisant un ergomètre à rouleaux, la puissance mécanique externe ( $P_{ext}$ ) est calculée à partir de la vitesse de défilement du tapis et de la résultante des forces de résistance à l'avancement (Brubaker *et al.* 1986 ; van der Woude *et al.* 1986, 1988a, 1988b et 1989a ; Veeger *et al.* 1992b ; Janssen *et al.* 1993 et 1996 ; Vanlandewijck *et al.* 1994 ; Bazzi-Grossin *et al.* 1995 ; Tropp *et al.* 1997).

$F_{ra}$  peut être quantifiée par la méthode du « *drag-test* » (Brubaker *et al.* 1986 ; van der Woude *et al.* 1986) : le sujet se tient assis avec les mains posées sur les genoux et le système sujet-fauteuil est maintenu immobile par un système rigide équipé d'un capteur de force qui mesure  $F_{ra}$  pour chaque vitesse et chaque pente du tapis. Dans ce type de protocole, les résistances aérodynamiques sont négligées. Pour faire varier la résistance à l'avancement, les

expérimentateurs peuvent modifier l'inclinaison du tapis, augmentant ainsi la puissance développée par le sujet pour une même vitesse de déplacement. Une deuxième solution moins utilisée consiste à relier une masse suspendue au fauteuil par un système de poulies (figure 7, Janssen *et al.* 1993 et 1996 ; Vanlandewijck *et al.* 1994). Connaissant la résistance globale à l'avancement sans la masse suspendue ( $F_{ra}$ ) ainsi que la valeur de la masse suspendue ( $m$ ), la résistance à l'avancement ( $F'_{ra}$ ) est alors égale à :

$$F'_{ra} = F_{ra} + m g \quad (N)$$



**Figure 7** Dispositif expérimental présentant un fauteuil placé sur tapis roulant dont la résultante des forces de résistance à l'avancement varie en fonction de la masse suspendue (Vanlandewijck *et al.* 1994)

### 1-3-2-3. Mesures complémentaires

La mesure des échanges gazeux a permis d'évaluer la dépense énergétique au cours du déplacement et ainsi de calculer le rendement mécanique (compris entre 7 et 11%) de ce type de locomotion (van der Woude *et al.* 1986).

Plusieurs études cinématiques de la locomotion en fauteuil roulant ont été réalisées sur tapis roulant. Des analyses en deux dimensions à l'aide d'une seule caméra (Sanderson et Sommer, 1985 ; van der Woude *et al.* 1988a et 1988b ; Veeger *et al.* 1992b) ont permis de mesurer ou de calculer les paramètres temporels du cycle de poussée, ainsi que les angles de poussée sur la main courante et d'inclinaison du buste. L'utilisation d'un système 3D a permis une analyse plus précise des angles de flexion et d'extension des articulations du poignet, du coude et de l'épaule, ainsi que de l'inclinaison du buste (Vanlandewijck *et al.* 1994). Une analyse électromyographique des muscles mis en jeu au cours de la locomotion en fauteuil roulant (biceps brachial, triceps brachial, faisceaux postérieurs, médiaux et antérieurs du deltoïde, grand pectoral, dorsaux, trapèze) a aussi pu être réalisée grâce à un tapis roulant (Vanlandewijck *et al.* 1994).

#### **1-3-2-4. Limites d'utilisation**

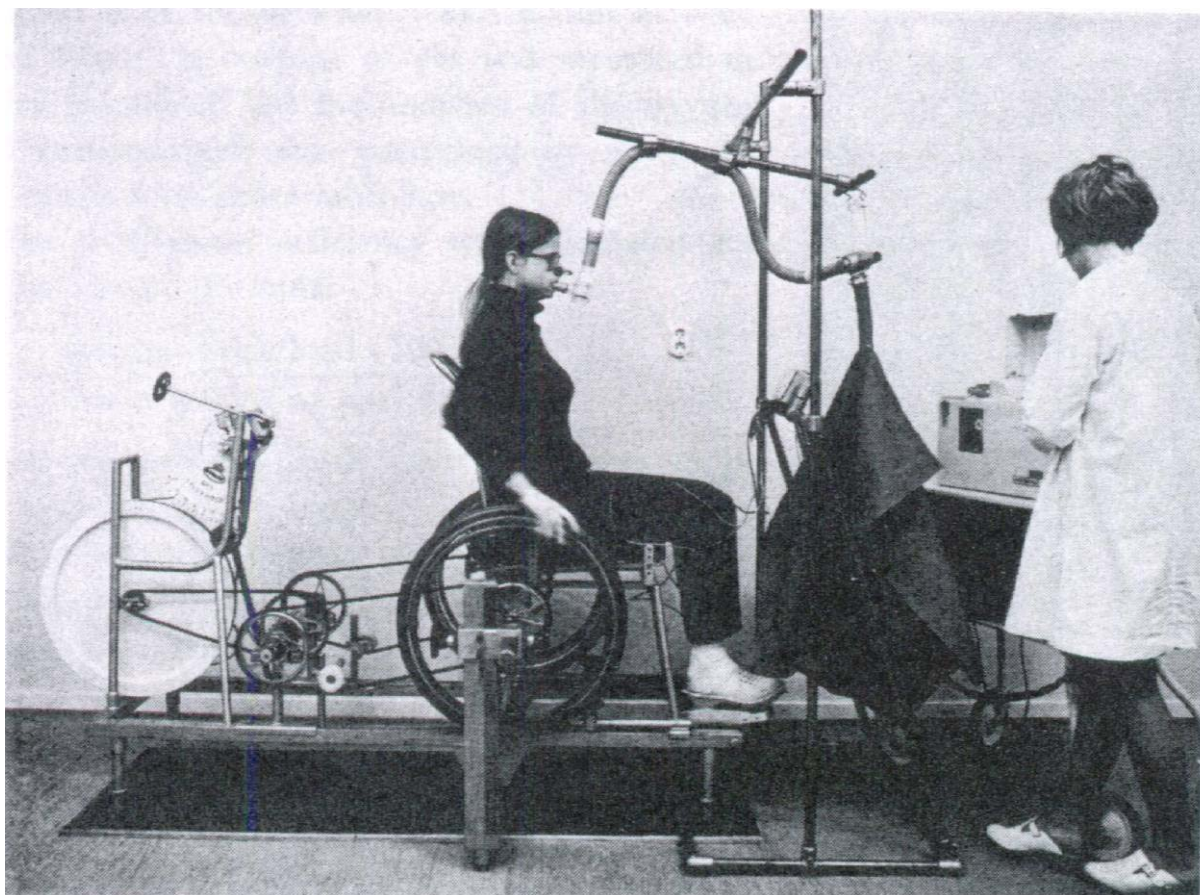
La locomotion en fauteuil roulant sur un tapis roulant n'est pas aisée et est souvent réalisée à vitesse faible. En effet, une phase d'apprentissage est nécessaire et aucune étude n'a pu vérifier que les patrons moteurs étaient identiques sur un tapis roulant et en situation réelle. C'est pourquoi, les chercheurs utilisent de moins en moins des tapis roulants et préfèrent avoir recours à des ergomètres à rouleaux pour étudier la locomotion en fauteuil roulant.

### **1-3-3. Les simulateurs**

#### **1-3-3-1. Historique**

Le premier dispositif expérimental dont le but est de simuler la locomotion en fauteuil roulant a été conçu à la fin des années 60 (figure 8, Brattgård *et al.* 1970). L'axe des roues arrière d'un fauteuil était connecté à un volant d'inertie du même type que celui utilisé sur certaines bicyclettes ergométriques. D'autres simulateurs ont été construits de toutes pièces, comme le banc aux dimensions réglables pour l'étude d'une population d'enfants (Jarvis et

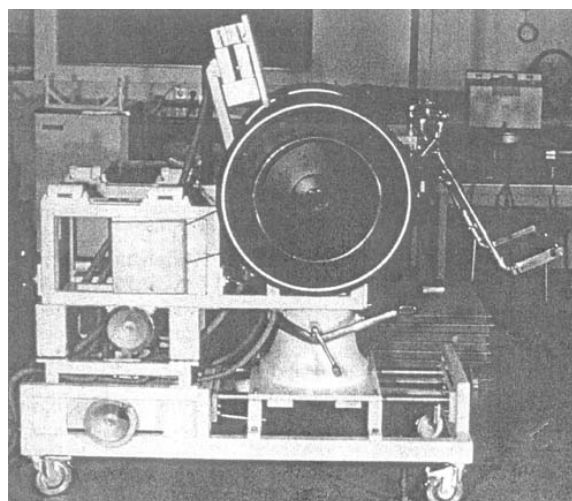
Rolfe, 1982), ou l'ergomètre de Niesing (figure 9, 1990), qui reste actuellement le plus perfectionné de ces systèmes.



**Figure 8** Exemple de simulateur utilisant un volant d'inertie connecté à l'axe des deux roues arrière (Brattgård et al. 1970)

### 1-3-3-2. Principes techniques généraux

Lorsque le fauteuil est relié à une bicyclette ergométrique, la puissance mécanique externe ( $P_{ext}$ ) développée par le sujet est calculée à partir de la force de freinage appliquée sur le volant d'inertie, qui peut être assimilée à la résultante des forces de résistance à l'avancement du système ( $F_{ra}$ ). Considérant la vitesse



**Figure 9** Ergomètre de Niesing (Janssen et al. 1993).

angulaire des roues ( $\omega$ ) et leur rayon ( $R$ ), la vitesse de déplacement du fauteuil peut être



obtenue ( $v = \omega R$ ) et permet de calculer  $P_{ext}$  suivant la même méthode que pour les ergomètres à rouleaux (Brattgård *et al.* 1970 ; Hengel et Hildebrandt, 1974 ; Glaser *et al.* 1979a, 1979b, 1980a et 1980b ; Sawka *et al.* 1980 ; Miles *et al.* 1982 ; Sedlock *et al.* 1988 ; Brown *et al.* 1990 ; Goosey *et al.* 1994 ; Rodgers *et al.* 2003).

Ce type de simulateur a permis aux chercheurs de mesurer en même temps des paramètres physiologiques, comme la fréquence cardiaque ou la consommation d'oxygène, et ainsi de calculer le rendement mécanique net de la locomotion en fauteuil roulant chez des sujets valides (6,8 % à 11 % ; Brattgård *et al.* 1970 ; Glaser *et al.* 1979a, 1979b, 1980a et 1980b ; Brown *et al.* 1990). Pour des utilisateurs réguliers de fauteuil roulant, les résultats étaient légèrement supérieurs et atteignaient 14 à 15 % (Brown *et al.* 1990).

Une autre méthode de calcul de  $P_{ext}$  consiste à multiplier le moment propulsif appliqué par le sujet sur les mains courantes ( $M_Z$ ) par la vitesse angulaire des roues ( $\omega$ ) :

$$P_{ext} = M_Z \omega \quad (W)$$

$M_Z$  peut être mesuré soit en connectant l'axe des roues arrière à une machine isocinétique (Samuelsson *et al.* 1989 et 1991 ; Ruggles *et al.* 94), soit grâce à un capteur de moment fixé directement au niveau de l'axe des roues arrière, comme sur l'ergomètre de Niesing (van der Woude *et al.* 1989c, 1997, 1998, 1999 et 2003 ; Niesing *et al.* 1990 ; Veeger *et al.* 1992a ; Dallmeijer *et al.* 1999 ; Rozendaal *et al.* 2000 ; de Groot *et al.* 2002a et 2002b) ou sur le simulateur développé par Jarvis et Rolfe (1982).

### 1-3-3-3. Mesures complémentaires

Comme pour les autres dispositifs expérimentaux fixes utilisés en laboratoire, l'analyse cinématique des mouvements des membres supérieurs et du tronc peut être réalisée aussi bien avec un simulateur relié à un volant d'inertie (Rodgers *et al.* 2000 et 2003 ; Finley *et al.* 2002) ou avec l'ergomètre de Niesing (Veeger *et al.* 1992a, 1992b, 1992c et 2002 ; van der Helm *et al.* 1996 ; Rozendal *et al.* 2000 et 2003 ; de Groot *et al.* 2003). Un autre dispositif d'analyse



cinématique a été développé sur un simulateur utilisant un siège réglable (Hughes *et al.* 1992). Il était constitué de quatre tiges articulées fixées au cou du sujet et aux articulations du membre supérieur droit (épaule, coude et poignet). Chaque tige comportait trois capteurs de déplacement angulaire permettant de mesurer les positions successives dans l'espace de l'articulation à laquelle elle était fixée. Ce système a permis d'étudier l'influence des réglages du siège et du dossier sur les mouvements des membres supérieurs et du tronc, ainsi que sur les paramètres temporels des poussées sur une population de sujets valides et paraplégiques.

Les efforts appliqués par le sujet sur les mains courantes peuvent être mesurés en utilisant une roue dynamométrique (Rodgers *et al.* 2000 et 2003 ; Finley *et al.* 2002) ou à partir des capteurs de force disposés sur le simulateur. Par exemple, l'ergomètre de Niesing est équipé de capteurs de force montés sur le châssis supportant les roues afin de mesurer les trois composantes de la résultante des efforts appliqués par le sujet sur les mains courantes : la composante tangentielle ( $F_{tan}$ ) permettant de faire tourner la roue, la composante radiale ( $F_{rad}$ ) orientée dans la direction de l'axe de la roue et la composante axiale ( $F_z$ ) perpendiculaire au plan de la roue. Ainsi, lors de différentes études, ont été mesurés le moment propulsif appliqué sur une main courante (van der Woude *et al.* 1989c ; Veeger *et al.* 1992a et 1992b ; van der Helm *et al.* 1996 ; de Groot *et al.* 2002b), sur les deux mains courantes (van der Woude *et al.* 1997, 1998, 1999 et 2003 ; Dallmeijer *et al.* 1999 ; de Groot *et al.* 2002a), ainsi que les trois composantes de la force appliquée par le sujet sur le côté droit (Veeger *et al.* 1992a et 1992b ; Janssen *et al.* 1993 ; van der Helm *et al.* 1996 ; van der Woude *et al.* 1998 et 2003 ; Rozendaal *et al.* 2000 et 2003 ; de Groot *et al.* 2002a et 2002b).

L'ergomètre de Niesing permet de mesurer le moment propulsif sur les axes des deux roues et offre ainsi la possibilité d'analyser la symétrie de l'effort exercé par le sujet sur les mains courantes (van der Woude *et al.* 1998 ; de Groot *et al.* 2002a). Cependant, peu d'études ont analysé les composantes des forces appliquées du côté gauche (de Groot *et al.* 2002a).

Enfin, cet ergomètre permet aussi de quantifier les efforts appliqués par le sujet sur le siège et le dossier (Niesing *et al.* 1990), mais à ce jour, aucune étude n'a présenté l'évolution de ces efforts au cours du cycle de propulsion.

D'autres mesures complémentaires peuvent aussi être effectuées sur ces simulateurs, comme les paramètres temporels et angulaires des poussées (van der Woude *et al.* 1989c et 1998 ; Veeger *et al.* 1992a et 1992b ; de Groot *et al.* 2002a) ou encore l'activité électromyographique des muscles mis en jeu lors de la locomotion en fauteuil roulant (van der Helm *et al.* 1996).

#### **1-3-3-4. Limites d'utilisation**

A l'instar des ergomètres à rouleaux, les simulateurs ont considérablement fait avancer les connaissances sur la locomotion en fauteuil roulant. Cependant, comme le précise un des principaux responsables de l'équipe hollandaise qui utilise l'ergomètre de Niesing, L.H.V. van der Woude (2001), ces simulateurs sont dédiés à l'analyse en laboratoire et ne permettent pas d'étudier la locomotion des personnes confinées en fauteuil roulant au cours de leurs déplacements quotidiens.

### **1-3-4. Les expérimentations de terrain**

#### **1-3-4-1. Historique**

A partir du milieu des années soixante-dix, le développement des moyens de transmission des données par télémétrie a permis d'étudier l'évolution de paramètres physiologiques comme la fréquence cardiaque dans des conditions réelles de locomotion en fauteuil roulant (Hüllemann *et al.* 1975 ; Jaeger-Denavit *et al.* 1980). Les premières études biomécaniques de terrain ont été réalisées une dizaine d'années plus tard avec, par exemple, une analyse de différents types de démarrage sur une plate-forme de forces (Tupling *et al.*

1986). Cependant, cette étude se limitait au calcul de l'impulsion de la première poussée sur les mains courantes.

#### **1-3-4-2. Principes techniques généraux**

La détermination de la vitesse du fauteuil sur le terrain peut se faire soit en utilisant un système de mesure externe comme les cellules photo-électriques (Vinet *et al.* 1998 ; Martin *et al.* 2000), ou un tachymètre relié au fauteuil par l'intermédiaire d'un câble en acier inextensible (Faupin *et al.* 2002), soit en utilisant des capteurs embarqués. Frank *et al.* (1988) et Abel *et al.* (1991) ont utilisé un photo-détecteur embarqué sur le fauteuil et un ruban perforé placé sur le sol afin de calculer l'évolution de la vitesse au cours d'un test de décélération. D'autres capteurs embarqués, similaires à de simples compteurs de bicyclette, mesurent le temps écoulé entre chaque tour de roue (Hilbers *et al.* 1987). Suivant ce principe, Coutts (1990, 1991, 1992 et 1994) a fixé deux aimants diamétralement opposés sur l'une des roues arrière du fauteuil : connaissant la circonférence de la roue et en dérivant deux fois les résultats, il a pu calculer successivement la vitesse et l'accélération du fauteuil au cours du déplacement. Le même type de capteur associé à dix-huit aimants répartis sur la circonférence de la roue (nommé « *speedometer* ») a été utilisé par Vanderthommen *et al.* (2002). Ce capteur permettait de mesurer le temps écoulé pour chaque déplacement du fauteuil d'environ 10 cm, ce qui représentait une vingtaine de points de mesure par seconde (20 Hz) lorsque le fauteuil se déplaçait à 2 m.s<sup>-1</sup>. Un accéléromètre 3D fixé sous le siège a permis de mesurer en continu à des fréquences d'acquisition plus élevées (500 Hz) les accélérations du fauteuil au cours du déplacement (Dabonneville *et al.* 2000 et 2004 ; de Saint Rémy *et al.* 2000, 2001a, 2003a et 2003b ; Vaslin *et al.* 2000). Les vitesses puis les déplacements du fauteuil pouvaient être calculés par intégrations successives. Le dispositif le plus récent est le « *velocometer* » (Moss *et al.* 2003 et 2005) constitué d'un codeur optique qui repère la position angulaire des roues arrière et permet de calculer par dérivation la vitesse du fauteuil. Le système a été validé

grâce à une étude réalisée sur un tapis roulant lors de phases d'accélération et de décélération (Moss *et al.* 2003).

Les forces de résistance à l'avancement agissant lors de la locomotion en fauteuil roulant peuvent être déterminées directement sur le terrain en utilisant un test de décélération. En effet, en connaissant la masse du système ( $M$ ) et en partant de l'hypothèse que la décélération est constante sur l'ensemble du test, le calcul ou la mesure de l'accélération du fauteuil ( $\Gamma_f$ ) permet d'obtenir la résultante des forces de résistance à l'avancement ( $F_{ra}$ ) en appliquant le Principe Fondamental de la Dynamique :

$$F_{ra} = M \Gamma_f \quad (N)$$

Plusieurs méthodes ont été utilisées pour la détermination de  $\Gamma_f$  : certaines étaient simplement basées sur le calcul de la décélération moyenne entre deux positions relativement éloignées (Vinet *et al.* 1998 ; Martin *et al.* 2000) alors que d'autres, plus précises, ont analysé l'évolution de la vitesse tout au long de la phase de décélération (Frank *et al.* 1988 et 1989 ; Abel *et al.* 1991 ; Coutts 1991, 1992 et 1994 ; de Saint Rémy *et al.* 2000, 2001a et 2003a ; Vanderthommen *et al.* 2002).

Le calcul de  $P_{ext}$  peut alors être effectué en multipliant directement la vitesse de déplacement du fauteuil avec  $F_{ra}$  (Coutts 1992 et 1994). Une deuxième solution consiste à calculer le travail mécanique réalisé par le sujet à partir de la variation d'énergie cinétique du système sujet-fauteuil (Dabonneville *et al.* 2000 ; Vaslin *et al.* 2000). Un calcul indirect de la puissance mécanique produite a été utilisé lors de tests au cours desquels la vitesse du fauteuil était considérée constante ( $V$ ) autour d'une piste de 220 mètres (Hilbers *et al.* 1987) :

$$P_{ext} = (0,613C_d A V^2 + 0,093M) V \quad (W)$$

où  $C_d$  était un coefficient de forme de l'ensemble du système (sans unité),  $A$ , l'aire de la projection frontale ( $m^2$ ) et  $M$  la masse de l'ensemble sujet-fauteuil ( $kg$ ).

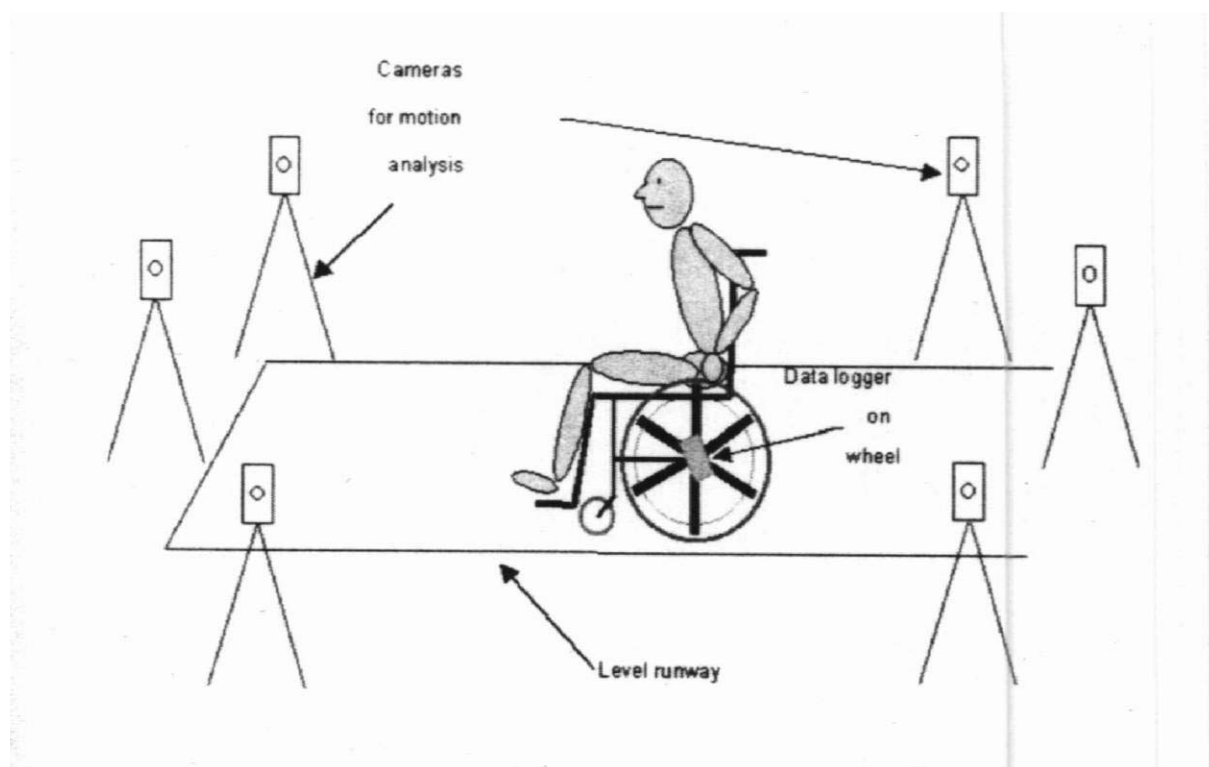
Le premier coefficient (0,613) correspondait à la moitié de la masse volumique de l'air ( $\text{kg.m}^3$ ) et le second (0,093) était homogène à une accélération ( $\text{m.s}^{-2}$ ) et pourrait correspondre à la décélération du système lorsque le sujet n'exerce aucun effort sur le fauteuil pour des vitesses où la résistance de l'air n'a pas d'influence. Cependant, les auteurs n'ont pas précisé la façon dont ces coefficients ont été déterminés et cette méthode de calcul de  $P_{ext}$  n'a pas été reprise depuis.

### **1-3-4-3. Mesures complémentaires**

La mesure des efforts exercés par le sujet sur les mains courantes avec une roue dynamométrique est plus complexe à mettre en œuvre sur le terrain qu'en laboratoire, à cause du problème d'acquisition et de transmission des données. Une équipe américaine (Strauss *et al.* 1989) a développé une première roue dynamométrique ainsi qu'un système de transmission des données sans fil pour étudier ce type de locomotion dans des conditions réelles de déplacement. Cependant, seuls quelques résultats préliminaires sur trois cycles successifs de locomotion effectués par un seul sujet ont été publiés (Strauss *et al.* 1991). Une deuxième technique consiste à enregistrer localement les données mesurées par la roue dynamométrique pendant le déplacement. Cette solution a été adoptée par une équipe (Newsam *et al.* 1996) utilisant la « *Smart Wheel* » (Asato *et al.* 1993) et par des chercheurs taiwanais et américains (Wu *et al.* 1998 ; Sabick *et al.* 2001 ; Guo *et al.* 2003a et 2003b), qui ont développé leur propre roue dynamométrique. Ces études n'utilisaient qu'une seule roue dynamométrique, placée à droite, pour analyser des déplacements en ligne droite limités à une dizaine de mètres. Deux roues dynamométriques ont ensuite été utilisées pour l'étude d'un déplacement en ligne droite de 60 m comportant une quinzaine de poussées (Dabonneville *et al.* 2004).

L'analyse cinématique des mouvements des membres supérieurs est plus complexe à mettre en œuvre sur le terrain car elle nécessite un système externe de mesure (caméras vidéo)

qui ne peut pas être embarqué sur le fauteuil. Ainsi, des déplacements limités à cinq à six mètres, c'est-à-dire à une ou deux poussées successives maximum réalisées dans le champ des caméras, ont été étudiés en deux dimensions (Sauret, 2004) ou en trois dimensions (figure 10, Sabick *et al.* 2001 ; Guo *et al.* 2003). Schantz *et al.* (1999) ont étudié un déplacement en ligne droite à l'aide d'un second fauteuil qui se déplaçait en parallèle à la trajectoire du système sujet-fauteuil et transportait le système d'acquisition des différents signaux ainsi qu'une caméra. Cette étude originale a permis de réaliser la seule analyse électromyographique de l'activité musculaire sur le terrain de la locomotion en fauteuil roulant ainsi que l'analyse cinématique en deux dimensions sur plus de deux poussées successives.



**Figure 10** Dispositif expérimental pour l'analyse cinématique des mouvements du sujet sur le terrain (Sabick *et al.* 1998)

#### 1-3-4-4. Limites d'utilisation

En complément des nombreux résultats obtenus avec les ergomètres fixes de laboratoire, les études sur le terrain ont permis de mettre en évidence les variations importantes de la vitesse au cours du cycle de propulsion (Coutts 1990 ; Dabonneville *et al.*

2000 ; Faupin *et al.* 2002) et de calculer des valeurs de résistance à l'avancement sur le terrain (Coutts 1991, 1992 et 1994 ; de Saint Rémy *et al.* 2000, 2001b et 2003a). Les problèmes inhérents à l'acquisition, à l'enregistrement et à la transmission des données ont été progressivement résolus, permettant ainsi à un nombre croissant d'équipes de recherche d'analyser directement sur le terrain les paramètres biomécaniques pertinents de la locomotion en fauteuil roulant (Coutts, 1994 ; Schantz *et al.* 1999 ; Sabick *et al.* 2001 ; Guo *et al.* 2003a et 2003b ; Moss *et al.* 2003). Cependant, en condition réelle de déplacement, les paramètres dynamiques de la locomotion en fauteuil roulant, comme les efforts appliqués par le sujet sur les mains courantes, ne sont que rarement mis en relation avec les mesures cinématiques réalisées sur le fauteuil (Sabick *et al.* 2001 ; Moss *et al.* 2005). De même, ces efforts n'ont pour l'instant été mesurés qu'une seule fois simultanément des deux côtés (Dabonneville *et al.* 2004 et 2005).

### 1-3-5. Conclusion

Les quatre types de dispositifs expérimentaux utilisés pour l'étude de la locomotion en fauteuil roulant possèdent chacun leurs avantages propres (tableau 2). Les ergomètres fixes de laboratoire permettent de reproduire au mieux les conditions de terrain (Martin *et al.* 2002) et de réaliser des mesures complémentaires (efforts appliqués sur les mains courantes, analyse cinématique des mouvements du sujet, mesures physiologiques). Cependant, ils ne peuvent pas prendre en compte tous les phénomènes mécaniques de la locomotion en fauteuil roulant dans des conditions réelles de déplacement, tels que la résistance de l'air, l'influence des mouvements du sujet ou encore celle des roues avant (sauf dans le cas de l'utilisation d'un tapis roulant pour les deux derniers paramètres). Grâce au développement de nouveaux systèmes d'acquisition et de transmission de données ainsi que de capteurs adaptés à la mesure de paramètres mécaniques sur le terrain, de plus en plus de mesures complémentaires peuvent désormais être réalisées en situation réelle.

<b>Avantages des dispositifs</b>	<b>Rouleaux</b>	<b>Tapis roulant</b>	<b>Simulateur</b>	<b>Terrain</b>
Utilisation du fauteuil du patient	<b>X</b>	<b>X</b>		
Ne nécessite aucune phase d'apprentissage	<b>X</b>		<b>X</b>	<b>X</b>
Etude de situations réelles de déplacement				<b>X</b>
Prise en compte de la résistance de l'air				<b>X</b>
Prise en compte de l'influence des mouvements du sujet		<b>X</b>		<b>X</b>
Prise en compte des spécificités mécaniques des roues avant		<b>X</b>		<b>X</b>
Permet facilement la mesure de grandeurs mécaniques complémentaires	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	

**Tableau 2** Récapitulatif des avantages des quatre types de dispositifs expérimentaux.

En conclusion, si les connaissances biomécaniques et physiologiques dans le domaine de la locomotion en fauteuil roulant doivent beaucoup aux ergomètres fixes de laboratoire (Glaser *et al.* 1979a ; Niesing *et al.* 1990) et aux ergomètres à rouleaux (Cooper *et al.* 1990 ; Rodgers *et al.* 1994), l'amélioration des connaissances dans ce domaine passe désormais par la mesure des paramètres mécaniques ou physiologiques en conditions réelles de déplacement (van der Woude *et al.* 2001 ; Moss *et al.* 2005).



## Résumé du chapitre 1.

*Une étude approfondie de la littérature scientifique a montré que les paramètres mécaniques de la locomotion en fauteuil roulant sont généralement mesurés soit en laboratoire, à l'aide d'ergomètres à rouleaux, de tapis roulants ou encore de simulateurs, soit sur le terrain, grâce à des fauteuils instrumentés. Tous ces dispositifs possèdent des caractéristiques variées et mesurent souvent séparément des grandeurs physiques différentes : forces, moments, vitesses de translation ou de rotation. En complément, les mouvements du sujet et du fauteuil sont parfois étudiés à l'aide de systèmes d'analyse cinématique, généralement lourds à mettre en œuvre, et qui limitent considérablement la liberté de mouvement des sujets puisqu'ils ne permettent d'analyser que quelques cycles de propulsion successifs. Le principal inconvénient des ergomètres de laboratoire est de ne permettre qu'une simulation du déplacement réel et leurs résultats sont donc difficilement transposables dans les diverses activités de la vie courante. Inversement, les ergomètres de terrain sont bien adaptés à l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant manuel et commencent peu à peu à se développer, grâce aux récentes évolutions technologiques. Le Fauteuil Roulant Ergomètre utilisé dans cette étude répondait à l'objectif de mesurer l'ensemble des grandeurs mécaniques pertinentes de la locomotion en fauteuil roulant, en situation réelle de locomotion, sans restreindre les déplacements du sujet.*

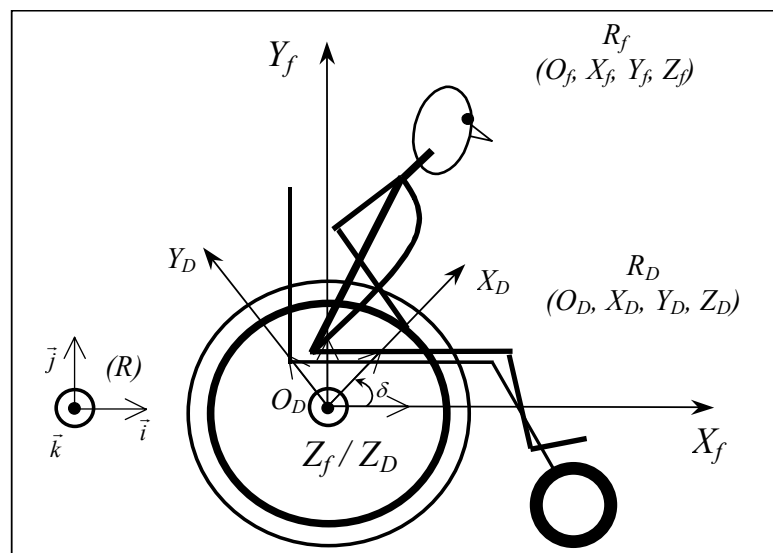
## 2. Modélisation mécanique de la locomotion en fauteuil roulant

L'objectif de la modélisation mécanique de la locomotion en fauteuil roulant est de mettre en relation les déplacements du fauteuil avec les forces qui s'appliquent sur lui et les efforts exercés par le sujet sur les mains courantes et sur le siège. La modélisation est réalisée en trois dimensions, puis appliquée au cas particulier du déplacement sur un plan horizontal, correspondant à la situation choisie pour la vérification expérimentale du modèle.

### 2-1. Définition des référentiels

Les déplacements du système sujet-fauteuil sont étudiés dans un référentiel terrestre,  $R$  ( $O, X, Y, Z$ ), supposé galiléen, de base  $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$  dont l'axe  $Y$  est strictement vertical et les axes  $X$  et  $Z$  définissent le plan horizontal (figure 11).

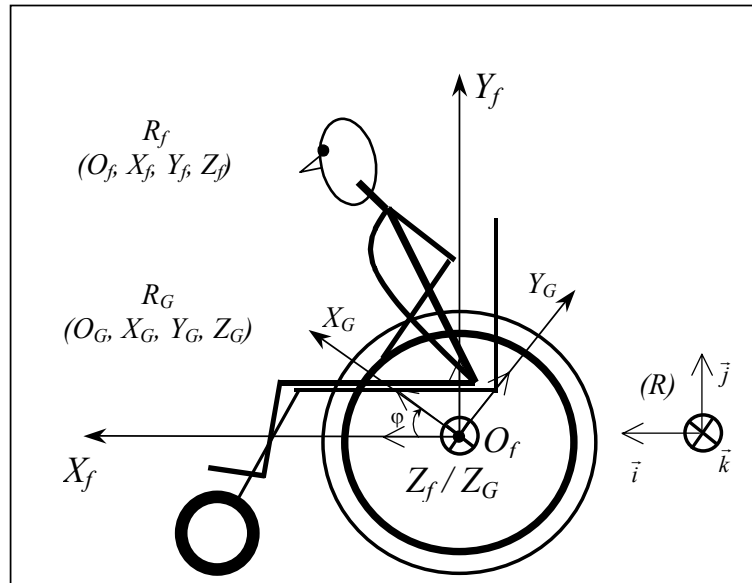
Un référentiel lié au fauteuil,  $R_f$  ( $O_f, X_f, Y_f, Z_f$ ), de base  $\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f$ , est nécessaire afin d'étudier les translations et les rotations du fauteuil dans  $R$ . Par commodité, son origine  $O_f$  est située au milieu du segment reliant les axes des deux roues arrière. De plus, avant le début du mouvement,



**Figure 11** Représentation schématique des référentiels liés au fauteuil ( $R_f$ ) et à la roue droite ( $R_D$ ) sur une vue de profil droit du système sujet-fauteuil.

lorsque le fauteuil est sur un plan horizontal, les axes de  $R_f$  sont parallèles à ceux de  $R$ , et leurs vecteurs unitaires sont égaux ( $\vec{i}_f = \vec{i}$ ,  $\vec{j}_f = \vec{j}$  et  $\vec{k}_f = \vec{k}$ ).

Deux autres référentiels,  $R_D (O_D, X_D, Y_D, Z_D)$  de base  $\vec{i}_D, \vec{j}_D, \vec{k}_D$  (figure 11), et  $R_G (O_G, X_G, Y_G, Z_G)$  de base  $\vec{i}_G, \vec{j}_G, \vec{k}_G$  (figure 12), sont liés aux roues arrière droite et gauche respectivement. Leurs origines sont situées sur les axes et dans le plan de chacune des roues, et leurs axes transversaux ( $Z_D$  et  $Z_G$ ) ont même direction et même sens que l'axe  $Z_f$  lié au fauteuil.



**Figure 12** Représentation schématique des référentiels liés au fauteuil ( $R_f$ ) et à la roue gauche ( $R_G$ ) sur une vue de profil gauche du système sujet-fauteuil.

Enfin, un référentiel barycentrique,  $R^* (G, X^*, Y^*, Z^*)$ , ayant comme origine le centre de gravité du système sujet-fauteuil ( $G$ ), est par définition, uniquement en translation dans  $R$ , et utilise par conséquent la même base que  $R$  :  $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ .

Au cours d'un déplacement quelconque, le référentiel  $R_f$  lié au fauteuil peut tourner autour de chacun de ses axes suivant les angles :

- $\alpha$  : rotation autour de l'axe  $X_f$ .
- $\beta$  : rotation autour de l'axe  $Y_f$ .
- $\gamma$  : rotation autour de l'axe  $Z_f$ .

L'expression des vecteurs unitaires de la base liée au fauteuil, dans le référentiel absolu  $R$ , permet d'obtenir la matrice de passage entre le référentiel  $R_f$  lié au fauteuil et le référentiel absolu  $R$ ,  $M_{R_f}^R$  :

$$M_{R_f}^R = \left( [\vec{i}_f]_R, [\vec{j}_f]_R, [\vec{k}_f]_R \right)$$

$$\text{Soit : } M_{R_f}^R = \begin{bmatrix} \cos \beta \cdot \cos \gamma + \sin \beta \cdot \sin \alpha \cdot \sin \gamma & \sin \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \gamma - \cos \beta \cdot \sin \gamma & \sin \beta \cdot \cos \alpha \\ \cos \alpha \cdot \sin \gamma & \cos \alpha \cdot \cos \gamma & \sin \alpha \\ \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \sin \gamma - \sin \beta \cdot \cos \gamma & \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \gamma + \sin \beta \cdot \sin \gamma & \cos \beta \cdot \cos \alpha \end{bmatrix}$$

Les deux référentiels liés aux roues arrière,  $R_D$  et  $R_G$ , effectuent en outre des rotations autour de l'axe  $Z_f$ , d'angles  $\delta$  pour la roue droite et  $\varphi$  pour la roue gauche. Lorsque les angles de pincement et de carrossage des roues sont nuls, les deux matrices de passage,  $M_{R_D}^{R_f}$  et  $M_{R_G}^{R_f}$ , s'écrivent :

$$M_{R_D}^{R_f} = \left( [\vec{i}_D]_{R_f}, [\vec{j}_D]_{R_f}, [\vec{k}_D]_{R_f} \right)$$

$$\text{et : } M_{R_G}^{R_f} = \left( [\vec{i}_G]_{R_f}, [\vec{j}_G]_{R_f}, [\vec{k}_G]_{R_f} \right)$$

$$\text{soit : } M_{R_D}^{R_f} = \begin{bmatrix} \cos \delta & -\sin \delta & 0 \\ \sin \delta & \cos \delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\text{et : } M_{R_G}^{R_f} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

## 2-2. Cinématique du fauteuil

Dans cette étude, les mesures cinématiques ont été réalisées à l'aide d'un accéléromètre triaxial et de deux potentiomètres angulaires qui permettaient d'obtenir en premier lieu les déplacements et les accélérations du fauteuil. Les différentes vitesses calculées à partir de ces mesures sont présentées à la fin de ce chapitre.

### 2-2-1. Déplacements du fauteuil

La position instantanée du centre de gravité du fauteuil ( $G_f$ ), dans le référentiel absolu  $R$  est définie par le vecteur position  $\overrightarrow{OG_f}$  :

$$\overrightarrow{OG_f} = \overrightarrow{OO_f} + \overrightarrow{O_fG_f}$$

Les composantes de  $\overrightarrow{O_fG_f}$  sont constantes dans  $R_f$  car le fauteuil est considéré indéformable et peuvent s'écrire soit dans  $R_f$ ,  $\left(\overrightarrow{O_fG_f}\right)_{R_f}$ , soit dans  $R$ ,  $\left(\overrightarrow{O_fG_f}\right)_R$  en utilisant la matrice  $M_{R_f}^R$  de changement de référentiel :

$$\left(\overrightarrow{O_fG_f}\right)_{R_f} = \begin{pmatrix} X_{G_f} \\ Y_{G_f} \\ Z_{G_f} \end{pmatrix}$$

ou :

$$\left(\overrightarrow{O_fG_f}\right)_R = M_{R_f}^R \begin{pmatrix} X_{G_f} \\ Y_{G_f} \\ Z_{G_f} \end{pmatrix}$$

En considérant que les roues arrière roulent sans glisser et ne décollent pas du sol, les déplacements de leurs centres respectifs ( $O_D$  pour la roue droite et  $O_G$  pour la roue gauche) sont à chaque instant colinéaires au vecteur  $\vec{i}_f$ , définissant l'axe antéro-postérieur du

référentiel lié au fauteuil. Ainsi, les déplacements des points  $O_D$  et  $O_G$  par rapport au référentiel absolu  $R$ , exprimés dans  $R_f$ , s'écrivent :

$$\left(\overrightarrow{OO_D}\right)_{R_f} = R \Delta\delta \vec{i}_f$$

et :

$$\left(\overrightarrow{OO_G}\right)_{R_f} = R \Delta\varphi \vec{i}_f$$

où  $\Delta\delta$  et  $\Delta\varphi$  sont les déplacements angulaires des roues arrière droite et gauche, respectivement, et  $R$  le rayon de ces roues.

Dans le cas où une roue glisserait, le déplacement de son centre ne serait plus proportionnel à sa rotation et l'égalité précédente ne pourrait être utilisée.

En début de mouvement, l'origine  $O_f$  du référentiel lié au fauteuil  $R_f$  est confondue avec l'origine  $O$  du référentiel absolu  $R$  ; ainsi, son déplacement s'écrit dans la base liée au fauteuil en fonction de  $\Delta\delta$  et  $\Delta\varphi$  :

$$\left(\overrightarrow{OO_f}\right)_{R_f} = \frac{R}{2}(\Delta\delta + \Delta\varphi) \vec{i}_f$$

Grâce à la matrice de passage  $M_{R_f}^R$ , la position de  $O_f$  dans le référentiel absolu s'écrit :

$$\left(\overrightarrow{OO_f}\right)_R = M_{R_f}^R \left(\overrightarrow{OO_f}\right)_{R_f} = M_{R_f}^R \begin{pmatrix} \frac{R}{2}(\delta + \varphi) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Par conséquent, la position de  $G_f$  dans  $R$  s'exprime de la façon suivante :

$$\left(\overrightarrow{OG_f}\right)_R = M_{R_f}^R \begin{pmatrix} \frac{R}{2}(\delta + \varphi) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + M_{R_f}^R \begin{pmatrix} X_{G_f} \\ Y_{G_f} \\ Z_{G_f} \end{pmatrix}$$

soit :

$$\left(\overrightarrow{OG_f}\right)_R = M_{R_f}^R \begin{pmatrix} \frac{R}{2}(\delta + \varphi) + X_{G_f} \\ Y_{G_f} \\ Z_{G_f} \end{pmatrix}$$

- Cas particulier du déplacement sur un plan horizontal :

Simplifier les conditions expérimentales à un déplacement sur un plan horizontal permet de réduire le nombre de paramètres à mesurer pour déterminer la trajectoire du fauteuil. En effet, ce dernier ne dispose plus alors que de trois degrés de liberté : deux translations dans le plan  $(O, X, Z)$  et une rotation d'angle  $\beta$  autour de l'axe  $Y$  (les angles  $\alpha$  et  $\gamma$  sont nuls).

L'expression de  $\overrightarrow{OG_f}$  devient :

$$\left(\overrightarrow{OG_f}\right)_R = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \frac{R}{2}(\delta + \varphi) + X_{G_f} \\ Y_{G_f} \\ Z_{G_f} \end{pmatrix}$$

Il est possible d'exprimer l'angle  $\beta$  en fonction des angles  $\delta$  et  $\varphi$  et de la distance entre les axes des roues arrière,  $D$  :

$$\beta = \frac{R}{D}(\varphi - \delta) \quad (\text{radians})$$

ainsi :

$$\left(\overrightarrow{OG_f}\right)_R = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{R}{D}(\varphi - \delta)\right) & 0 & \sin\left(\frac{R}{D}(\varphi - \delta)\right) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\left(\frac{R}{D}(\varphi - \delta)\right) & 0 & \cos\left(\frac{R}{D}(\varphi - \delta)\right) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \frac{R}{2}(\delta + \varphi) + X_{G_f} \\ Y_{G_f} \\ Z_{G_f} \end{pmatrix}$$

### 2-2-2. Accélérations du fauteuil

Les accélérations du fauteuil ( $\vec{\Gamma}_{G_f}$ ) doivent être considérées à deux niveaux complémentaires : dans le référentiel absolu ( $R$ ) et dans le référentiel barycentrique ( $R^*$ ) du système sujet-fauteuil, afin d'étudier les mouvements relatifs des éléments du système.

### 2-2-2-1. Expression de $\vec{\Gamma}_{G_f}$ à partir de $R_A$ .

Un accéléromètre triaxial fixé sur le fauteuil mesure les accélérations de  $A$ , origine du référentiel lié à l'accéléromètre ( $R_A$ ) par rapport à  $R$ , exprimées dans  $R$  :  $(\vec{\Gamma}_A^R)_R$ . Comme il est pratiquement impossible de fixer le capteur exactement en  $G_f$ , les accélérations du centre de gravité du fauteuil  $(\vec{\Gamma}_{G_f}^R)_R$  doivent être calculées en conséquence. Les lois de composition des mouvements du référentiel mobile lié à l'accéléromètre ( $R_A$ ) par rapport au référentiel absolu ( $R$ ) démontrent que l'accélération absolue de  $G_f$  dans  $R$   $(\vec{\Gamma}_{G_f}^R)_R$  est égale à la somme des accélérations d'entraînement de  $R_A$  dans  $R$   $(\vec{\Gamma}_{R_A}^R)_R$ , relative de  $G_f$  dans  $R_A$   $(\vec{\Gamma}_{G_f}^{R_A})_R$  et de Coriolis  $(\vec{\Gamma}_C)_R$  :

$$(\vec{\Gamma}_{G_f}^R)_R = (\vec{\Gamma}_{R_A}^R)_R + (\vec{\Gamma}_{G_f}^{R_A})_R + (\vec{\Gamma}_C)_R \quad (1)$$

- L'accélération d'entraînement,  $(\vec{\Gamma}_{R_A}^R)_R$ , est la somme de l'accélération linéaire de l'origine  $A$  du référentiel mobile  $R_A$  dans  $R$   $(\vec{\Gamma}_A^R)_R$  et des accélérations tangentielles et centripètes générées par les rotations du référentiel mobile  $R_A$  par rapport à  $R$  :

$$(\vec{\Gamma}_{R_A}^R)_R = (\vec{\Gamma}_A^R)_R + \frac{d(\vec{\Omega}_{R_A}^R)_R}{dt} \wedge (\overrightarrow{AG_f})_R + (\vec{\Omega}_{R_A}^R)_R \wedge [(\vec{\Omega}_{R_A}^R)_R \wedge (\overrightarrow{AG_f})_R] \quad (2)$$

où :  $(\vec{\Omega}_{R_A}^R)_R$  représente le vecteur rotation instantanée de  $R_A$  par rapport à  $R$  ;

$\frac{d(\vec{\Omega}_{R_A}^R)_R}{dt} \wedge (\overrightarrow{AG_f})_R$  l'accélération tangentielle de  $G_f$  par rapport à  $A$  ;

et  $(\vec{\Omega}_{R_A}^R)_R \wedge [(\vec{\Omega}_{R_A}^R)_R \wedge (\overrightarrow{AG_f})_R]$  l'accélération centripète de  $G_f$  par rapport à  $A$ .

- L'accélération relative,  $(\vec{\Gamma}_{G_f}^{R_A})_R$ , correspond aux mouvements de  $G_f$  dans le référentiel mobile lié à l'accéléromètre ( $R_A$ ). Puisque  $G_f$  et  $R_A$  sont fixes dans  $R_f$ , la vitesse et l'accélération de  $G_f$  dans  $R_A$  sont nulles :



$$\left(\vec{V}_{G_f}^{R_A}\right)_R = \vec{0}$$

et :

$$\left(\vec{\Gamma}_{G_f}^{R_A}\right)_R = \vec{0} \quad (3)$$

- L'accélération de Coriolis est généralement exprimée par le produit vectoriel du vecteur vitesse rotation instantanée,  $\left(\vec{\Omega}_{R_A}^R\right)_R$ , et de la vitesse relative de  $G_f$  dans le référentiel mobile,  $\left(\vec{V}_{G_f}^{R_A}\right)_R$  :

$$\left(\vec{\Gamma}_C\right)_R = 2\left(\vec{\Omega}_{R_A}^R\right)_R \wedge \left(\vec{V}_{G_f}^{R_A}\right)_R$$

or :

$$\left(\vec{V}_{G_f}^{R_A}\right)_R = \vec{0}$$

donc :

$$\left(\vec{\Gamma}_C\right)_R = \vec{0} \quad (4)$$

En remplaçant les expressions (2), (3) et (4) dans l'équation (1), l'accélération de  $G_f$  dans le référentiel absolu  $R$  s'écrit :

$$\vec{\Gamma}_{G_f}^R = \left(\vec{\Gamma}_A^R\right)_R + \frac{d\vec{\Omega}_{R_A}^R}{dt} \wedge \left(\overline{AG_f}\right)_R + \left(\vec{\Omega}_{R_A}^R\right)_R \wedge \left[\left(\vec{\Omega}_{R_A}^R\right)_R \wedge \left(\overline{AG_f}\right)_R\right]$$

Le premier terme peut être obtenu grâce aux mesures de l'accéléromètre. Les deux derniers termes nécessitent de déterminer le vecteur rotation instantanée  $\left(\vec{\Omega}_{R_A}^R\right)_R$  ainsi que le vecteur position  $\left(\overline{AG_f}\right)_R$ .

Par définition :

$$\left(\vec{\Omega}_{R_A}^R\right)_{R_f} = \left(\vec{\Omega}_{R_A}^{R_f}\right)_{R_f} + \left(\vec{\Omega}_{R_f}^R\right)_{R_f}$$

Or, l'accéléromètre est fixe dans le référentiel lié au fauteuil :

$$\left(\vec{\Omega}_{R_A}^{R_f}\right)_{R_f} = \vec{0}$$

donc :

$$\left(\vec{\Omega}_{R_A}^R\right)_{R_f} = \left(\vec{\Omega}_{R_f}^R\right)_{R_f} = \begin{pmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix}$$

soit :

$$\left(\vec{\Omega}_{R_f}^R\right)_R = M_{R_f}^R \left(\vec{\Omega}_{R_f}^R\right)_{R_f} = M_{R_f}^R \begin{pmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix}$$

d'autre part :

$$\left(\vec{AG}_f\right)_R = M_{R_f}^R \left(\vec{AG}_f\right)_{R_f} = M_{R_f}^R \begin{pmatrix} X_{AG_f} \\ Y_{AG_f} \\ Z_{AG_f} \end{pmatrix}$$

Finalement, l'accélération de  $G_f$ ,  $\left(\vec{\Gamma}_{G_f}^R\right)_R$  s'écrit :

$$\left(\vec{\Gamma}_{G_f}^R\right)_R = \left(\vec{\Gamma}_A^R\right)_R + \frac{d}{dt} \left[ M_{R_f}^R \begin{pmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix} \wedge M_{R_f}^R \begin{pmatrix} X_{AG_f} \\ Y_{AG_f} \\ Z_{AG_f} \end{pmatrix} \right] + M_{R_f}^R \begin{pmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix} \wedge \left[ M_{R_f}^R \begin{pmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix} \wedge M_{R_f}^R \begin{pmatrix} X_{AG_f} \\ Y_{AG_f} \\ Z_{AG_f} \end{pmatrix} \right]$$

- Cas particulier du déplacement sur un plan horizontal :

Les angles  $\alpha$  et  $\gamma$  étant nuls, leurs dérivées premières et secondes sont également nulles

( $\dot{\alpha} = \ddot{\alpha} = \dot{\gamma} = \ddot{\gamma} = 0$ ). Ainsi, l'accélération de  $G_f$  s'écrit :

$$\left(\vec{\Gamma}_{G_f}^R\right)_R = \left(\vec{\Gamma}_A^R\right)_R + \frac{d}{dt} \left[ M_{R_f}^R \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\beta} \\ 0 \end{pmatrix} \wedge M_{R_f}^R \begin{pmatrix} X_{AG_f} \\ Y_{AG_f} \\ Z_{AG_f} \end{pmatrix} \right] + M_{R_f}^R \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\beta} \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \left[ M_{R_f}^R \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\beta} \\ 0 \end{pmatrix} \wedge M_{R_f}^R \begin{pmatrix} X_{AG_f} \\ Y_{AG_f} \\ Z_{AG_f} \end{pmatrix} \right]$$

### 2-2-2-2. Accélération du fauteuil dans le référentiel barycentrique.

En considérant le référentiel  $R^*$  lié au centre de gravité du système, la loi de composition des accélérations permet d'écrire l'accélération de  $G_f$  dans  $R$  :

$$\vec{\Gamma}_{G_f}^R = \vec{\Gamma}e + \vec{\Gamma}r + \vec{\Gamma}c$$

où  $\vec{\Gamma}e$  est l'accélération d'entraînement de  $R^*$  dans  $R$ ,  $\vec{\Gamma}r$ , l'accélération relative de  $G_f$  dans  $R^*$  ( $\vec{\Gamma}_{G_f}^{R^*}$ ) et  $\vec{\Gamma}c$  l'accélération de Coriolis.

Par définition,  $R^*$  est en translation dans  $R$  ;  $\vec{\Gamma}e$  se résume donc à l'accélération de  $G$  dans  $R$  ( $\vec{\Gamma}_G^R$ ) et  $\vec{\Gamma}c$  est nulle. L'accélération de  $G_f$  dans  $R$  s'écrit alors :

$$\vec{\Gamma}_{G_f}^R = \vec{\Gamma}_G^R + \vec{\Gamma}_{G_f}^{R^*} \quad (5)$$

De la même façon, l'accélération du centre de gravité du sujet ( $\vec{\Gamma}_{G_s}^R$ ) peut s'écrire :

$$\vec{\Gamma}_{G_s}^R = \vec{\Gamma}_G^R + \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \quad (6)$$

Par définition, la position du centre de gravité du système sujet-fauteuil dans  $R$ ,  $\overline{OG}$ , est le barycentre des positions des centres de gravité des deux éléments du système affectées de leurs masses respectives :

$$M \overline{OG} = m_f \overline{OG_f} + m_s \overline{OG_s}$$

En dérivant deux fois l'équation précédente, nous obtenons :

$$M \vec{\Gamma}_G^R = m_f \vec{\Gamma}_{G_f}^R + m_s \vec{\Gamma}_{G_s}^R$$

Les équations (5) et (6) permettent d'écrire :

$$M \vec{\Gamma}_G^R = m_f \left( \vec{\Gamma}_G^R + \vec{\Gamma}_{G_f}^{R*} \right) + m_s \left( \vec{\Gamma}_G^R + \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right)$$

or :

$$M \vec{\Gamma}_G^R = (m_f + m_s) \vec{\Gamma}_G^R$$

Après simplification, nous obtenons :

$$m_f \vec{\Gamma}_{G_f}^{R*} = -m_s \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$$

soit :

$$\vec{\Gamma}_{G_f}^{R*} = \frac{-m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$$

Ainsi, l'accélération du fauteuil exprimée dans  $R^*$  est directement proportionnelle à celle du sujet exprimée dans  $R^*$ .

### 2-2-3. Vitesses du fauteuil

La vitesse de  $G_f \left( \vec{V}_{G_f}^R \right)_R$  peut être calculée soit en intégrant l'accélération de  $G_f$ ,  $\left( \vec{\Gamma}_{G_f}^R \right)_R$ ,

noté  $\left[ \left( \vec{V}_{G_f}^R \right)_R \right]^i$ , soit en dérivant le vecteur position de  $G_f$ ,  $\left( \overline{OG_f} \right)_R$ , noté  $\left[ \left( \vec{V}_{G_f}^R \right)_R \right]^d$  :

$$\left[ \left( \vec{V}_{G_f}^R \right)_R \right]^i = \int \vec{\Gamma}_{G_f}^R dt$$

ou :

$$\left[ \left( \vec{V}_{G_f}^R \right)_R \right]^d = \frac{d}{dt} \left( \left( \overrightarrow{OG_f} \right)_R \right) dt$$

Le torseur cinématique au point  $G_f$  du fauteuil ( $\{T_C\}_{G_f}$ ) dans le référentiel absolu  $R$  s'écrit :

$$\{T_C\}_{G_f} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{\Omega}_{R_f}^R \\ \vec{V}_{G_f}^R \end{array} \right\}_{G_f}$$

Le torseur cinématique  $\{T_C\}_{G_f}$  permet de calculer le vecteur vitesse de tout point du fauteuil en faisant intervenir l'équation de transport du vecteur moment d'un torseur. Par exemple, la vitesse d'un point quelconque  $N$ ,  $\left( \vec{V}_N^R \right)_R$ , appartenant au fauteuil, est calculée à partir des trois termes de l'équation suivante :

$$\left( \vec{V}_N^R \right)_R = \left( \vec{V}_{G_f}^R \right)_R + \left( \vec{\Omega}_{R_f}^R \right)_R \wedge \left( \overrightarrow{G_f N} \right)_R$$

où :

- $\left( \vec{V}_{G_f}^R \right)_R$  peut être calculée soit à partir des mesures des potentiomètres angulaires ( $\delta$  et  $\varphi$ ), soit à partir de l'accéléromètre,  $\left( \vec{\Gamma}_A^R \right)_R$  ;
- Les trois composantes du vecteur rotation instantanée du référentiel lié au fauteuil par rapport au référentiel absolu  $R$ ,  $\left( \vec{\Omega}_{R_f}^R \right)_R$ , pourraient être mesurées par une centrale inertielle. Dans le cas particulier d'un déplacement sur un plan horizontal, sa composante autour de l'axe vertical peut être calculée à partir des potentiomètres angulaires ;
- $\left( \overrightarrow{G_f N} \right)_R$  représente la position du point  $N$  considéré par rapport au centre de gravité du fauteuil  $G_f$ .

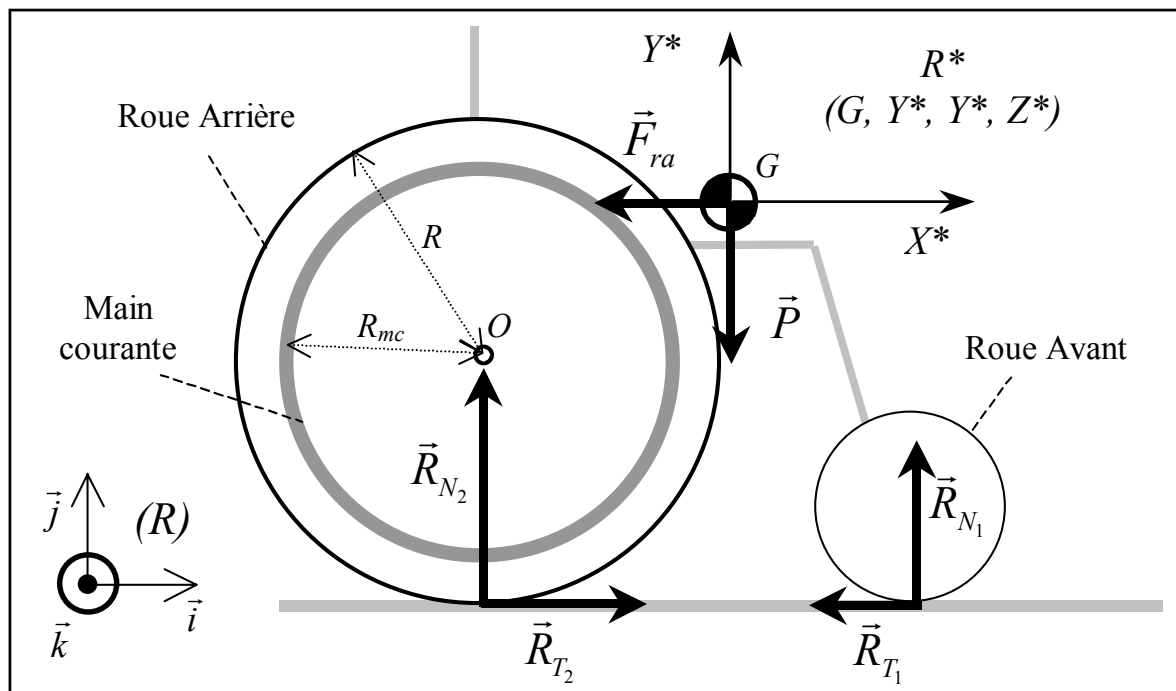
## 2-3. Dynamique de la locomotion

Ce chapitre présente l'ensemble des forces externes, qui s'appliquent sur le système sujet-fauteuil, et internes, à l'interface entre le sujet et son fauteuil, et a pour objectif de répondre aux questions suivantes :

- Quelles sont les forces qui influent sur le déplacement du fauteuil ?
- Comment se déplace le fauteuil sous l'action de ces forces ?

### 2-3-1. Bilan des forces externes

Les forces qui s'exercent sur le système composé du sujet et de son fauteuil sont (figure 13) :



**Figure 13** Bilan des forces externes agissant sur le système sujet-fauteuil lors de la phase propulsive.

- $\vec{P}$ , le poids du système sujet-fauteuil ;
- $\vec{R}_N$ , la composante normale de la force de réaction du sol sur le système ;

- $\vec{R}_T$ , la composante tangentielle de la force de réaction du sol sur le système ;
- $\vec{F}_{ra}$ , la résultante des forces de résistance à l'avancement.

Suivant les besoins, ces forces peuvent être exprimées dans le référentiel absolu,  $R$ , dans le référentiel  $R_f$  lié au châssis du fauteuil ou encore dans les référentiels  $R_D$  et  $R_G$  liés aux roues arrière. Les matrices de passage entre ces différents référentiels permettent d'exprimer ces forces dans un même référentiel. La résultante des forces externes,  $\vec{F}_{ext}$ , s'écrit :

$$\vec{F}_{ext} = \vec{P} + \vec{R}_N + \vec{R}_T + \vec{F}_{ra}$$

### 2-3-1-1. Le poids du système sujet-fauteuil, $\vec{P}$

La masse du fauteuil à vide,  $m_f$ , ainsi que la masse du sujet,  $m_s$ , étant connues, le poids du système sujet-fauteuil est donné par :

$$\vec{P} = (m_f + m_s) \vec{g} = M \vec{g}$$

où  $M$  est la masse totale du système.

Dans le référentiel absolu  $R$ , les composantes de  $\vec{P}$  s'écrivent :

$$(\vec{P})_R = \begin{pmatrix} 0 \\ -Mg \\ 0 \end{pmatrix}$$

### 2-3-1-2. La réaction normale $\vec{R}_N$

La réaction normale qui s'applique sur le fauteuil est la force perpendiculaire à la surface sur laquelle se déplace le fauteuil ; elle est orientée vers l'espace libre et s'applique aux différents points de contact entre le fauteuil et le sol. Ses quatre composantes (une pour chaque roue) se notent :

- $\vec{R}_{N_D}$  et  $\vec{R}_{N_G}$  pour les roues avant droite et gauche respectivement, avec :

$$\vec{R}_{N_1} = \vec{R}_{N_D} + \vec{R}_{N_G}.$$

- $\vec{R}_{N_2D}$  et  $\vec{R}_{N_2G}$  pour les roues arrière droite et gauche respectivement, avec :

$$\vec{R}_{N_2} = \vec{R}_{N_2D} + \vec{R}_{N_2G} .$$

ainsi : 
$$\vec{R}_N = \vec{R}_{N_1} + \vec{R}_{N_2}$$

La norme de  $\vec{R}_N$  dépend du poids du fauteuil,  $\vec{P}_f$ , et de la force d'action du sujet sur le fauteuil,  $\vec{F}_{S \rightarrow F}$ , au niveau du siège et des mains courantes. Quelle que soit la situation,  $\vec{R}_N$  est toujours colinéaire à l'axe  $Y_f$ , de vecteur unitaire  $\vec{j}_f$ , lié au référentiel fauteuil et sa norme se calcule à l'aide du produit scalaire suivant :

$$R_N = (\vec{P}_f + \vec{F}_{S \rightarrow F}) \cdot \vec{j}_f \quad (N)$$

Dans le cas particulier d'un déplacement sur un plan horizontal,  $\vec{R}_N$  est colinéaire aux deux vecteurs  $\vec{P}_f$  et  $\vec{F}_{S \rightarrow F}$ , ainsi :

$$\vec{R}_N = -(\vec{P}_f + \vec{F}_{S \rightarrow F})$$

De plus, au repos, lorsque le sujet est immobile, la seule action qu'il exerce sur le fauteuil est son poids  $\vec{P}_f$  :

$$\vec{R}_N = -(\vec{P}_f + \vec{P}_s)$$

ou : 
$$\vec{R}_N = -\vec{P}$$

### 2-3-1-3. La réaction tangentielle $\vec{R}_T$

Dans ce paragraphe, il est nécessaire de distinguer la phase de roue libre, au cours de laquelle le sujet n'applique aucun effort sur les mains courantes, et la phase de poussée.

#### 2-3-1-3-1. Phase de retour

Lorsque le fauteuil roule sans glisser sur le sol et que le sujet n'applique aucun effort sur les mains courantes, chacune des roues du fauteuil exerce une force d'action sur le sol

dans le sens du déplacement qui génère une réaction du sol sur la roue dans le sens contraire en application de la troisième loi de Newton. Cette force crée un moment autour de l'axe de la roue provoquant ainsi sa rotation. Quatre réactions tangentielles s'appliquent sur les roues du fauteuil :

- $\vec{R}_{T_1D}$  et  $\vec{R}_{T_1G}$  pour les roues avant droite et gauche respectivement, avec :

$$\vec{R}_{T_1} = \vec{R}_{T_1D} + \vec{R}_{T_1G} ;$$

- $\vec{R}_{T_2D}$  et  $\vec{R}_{T_2G}$  pour les roues arrière droite et gauche respectivement, avec :

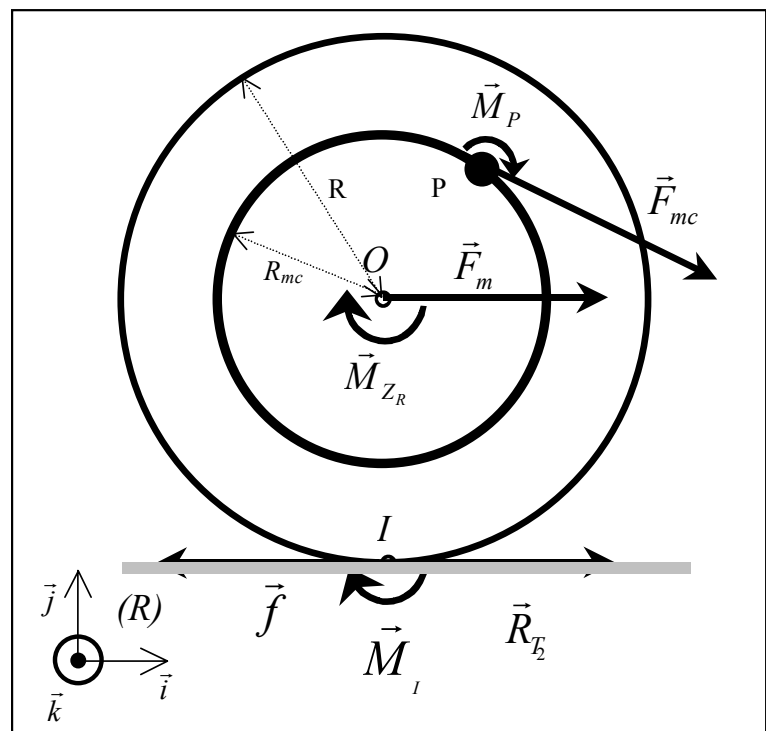
$$\vec{R}_{T_2} = \vec{R}_{T_2D} + \vec{R}_{T_2G} .$$

### 2-3-1-3-2. Phase de poussée

Dans le cas où le sujet applique un effort sur la main courante, et que l'adhérence au sol est suffisante, la force d'action de la roue ( $\vec{f}$ ) au point de contact  $I$  (figure 14) génère une force de réaction du sol sur la roue arrière  $\vec{R}_{T_2}$  de même direction, de même norme, mais de sens contraire :

$$\vec{R}_{T_2} = -\vec{f}$$

Cette force de réaction du sol sur les roues arrière du fauteuil est à l'origine du déplacement du fauteuil (voir chapitre 2-3-3, p59).



**Figure 14** Production de la force motrice ( $\vec{F}_m$ ) permettant le déplacement du fauteuil créées grâce aux moments autour du centre de la roue ( $O$ ) et du point de contact avec le sol ( $I$ ) par les efforts appliqués ( $\vec{F}_{mc}$  et  $\vec{M}_P$ ) par le sujet sur la main courante (en  $P$ ).



#### 2-3-1-4. La résultante des forces de résistance à l'avancement, $\vec{F}_{ra}$

La résultante des forces de résistance à l'avancement ( $\vec{F}_{ra}$ ) comprend la résistance aérodynamique et les forces de frottement de roulement et de glissement agissant au niveau des contacts entre les roues et le sol et au niveau des axes des roues. Elle dépend de la géométrie et des caractéristiques des éléments du fauteuil (pneus, roulements) mais aussi des caractéristiques du sol sur lequel il se déplace. Plutôt que de quantifier séparément chaque composante de  $\vec{F}_{ra}$ , il s'avère plus judicieux de la déterminer de manière globale sur le lieu même de l'expérimentation en utilisant un test de décélération (voir chapitre 4-2, p106).

#### 2-3-2. Bilan des forces internes

Les deux éléments du système sujet-fauteuil interagissent entre eux : le sujet exerce des efforts sur le fauteuil et, par réaction, le fauteuil agit sur le sujet. Ces interactions se situent au niveau du siège et des roues du fauteuil, lorsque le sujet applique un effort sur les mains courantes.

##### 2-3-2-1. Torseur des efforts appliqués sur le siège, $\{T_{Siège}\}$

Le sujet applique un torseur dynamique sur le siège du fauteuil, noté  $\{T_{Siège}\}$ , composé de la résultante des forces,  $\vec{F}_{S \rightarrow Siège}$ , qui s'applique au point  $H$ , et du moment ( $\vec{M}_H$ ) :

$$\{T_{Siège}\}_H = \left\{ \begin{array}{c} \vec{F}_{S \rightarrow Siège} \\ \vec{M}_H \end{array} \right\}$$

Dans le cas particulier où le système sujet-fauteuil est au repos et que le sujet n'est pas en contact avec les mains courantes, la force appliquée sur le siège est égale au poids du sujet,  $\vec{P}_S$ , dont le moment en  $H$  est nul :

$$\{T_{Siège}\}_H = \begin{Bmatrix} \vec{P}_S \\ \vec{0} \end{Bmatrix}$$

### 2-3-2-2. Torseur des efforts appliqués sur les mains courantes, $\{T_{mc}\}$

Pour déplacer le système sujet-fauteuil, le sujet applique un torseur dynamique sur chaque main courante du fauteuil, noté  $\{T_{mc}\}$ . Ce torseur est composé de la résultante des forces appliquées par le sujet au point  $P$  de la main courante ( $\vec{F}_{mc}$ ) et du moment ( $\vec{M}_P$ ) exercé par le sujet autour de  $P$ .  $\vec{M}_P$  est aussi appelé « couple local » car l'effort exercé par le sujet n'est pas ponctuel, mais s'applique sur toute la surface de contact entre la main du sujet et la main courante. Le torseur dynamique, exercé par le sujet sur la main courante peut être exprimé au point  $P$  :

$$\{T_{mc}\}_P = \begin{Bmatrix} \vec{F}_{mc} \\ \vec{M}_P \end{Bmatrix}$$

$\vec{F}_{mc}$  possède trois composantes dans le référentiel propre à chacune des roues arrière :

$$\vec{F}_{mc} = \vec{F}_X + \vec{F}_Y + \vec{F}_Z$$

De plus,  $\vec{F}_{mc}$  est constituée de trois forces qui jouent des rôles particuliers dans la locomotion en fauteuil roulant (figure 15) :

- $\vec{F}_{tan}$  est la composante tangentielle de  $\vec{F}_{mc}$  par rapport à la main courante :

$$\vec{F}_{tan} = \sin\phi \vec{F}_X + \cos\phi \vec{F}_Y$$

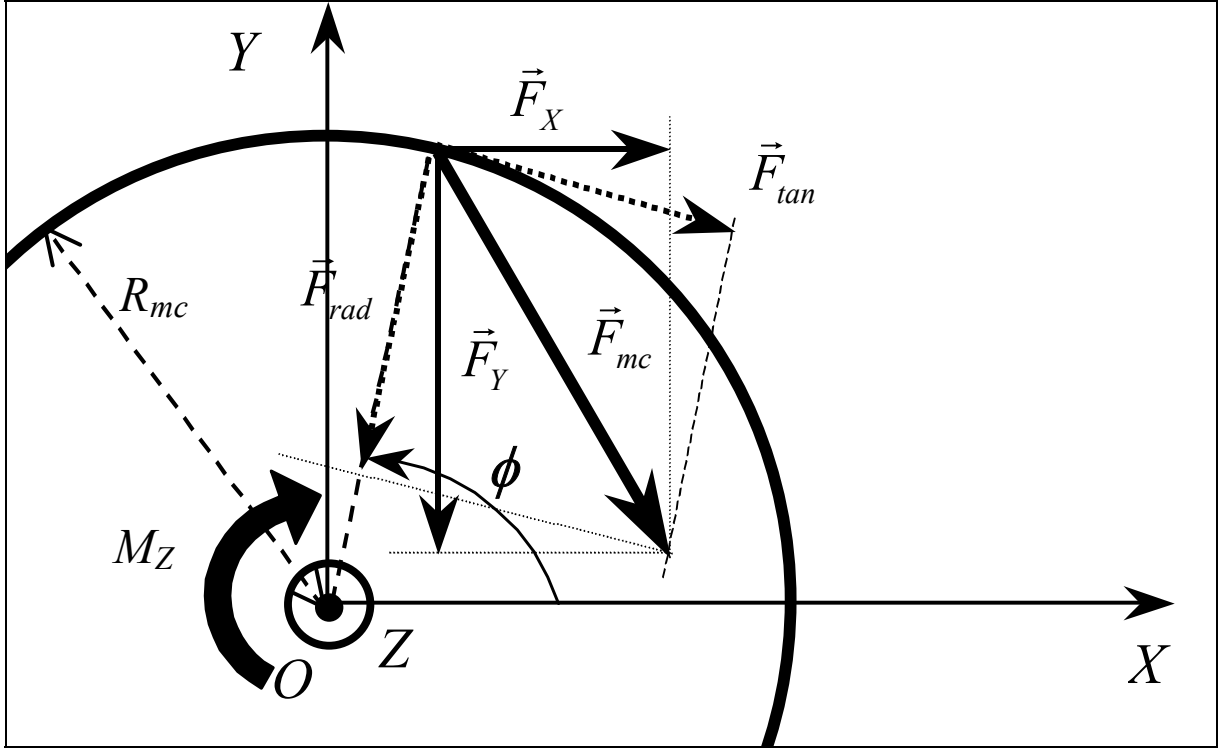
où  $\phi$  est l'angle entre l'axe  $X$  de la roue et le rayon qui relie le centre de la roue au point d'application  $P$  ;

- $\vec{F}_{rad}$  est la composante radiale de  $\vec{F}_{mc}$  par rapport à la main courante :

$$\vec{F}_{rad} = -\cos\phi \vec{F}_X + \sin\phi \vec{F}_Y$$

- $\vec{F}_Z$  est la composante transversale de  $\vec{F}_{mc}$ , colinéaire à l'axe  $Z_f$  du référentiel lié au fauteuil :

$$\vec{F}_{mc} = \vec{F}_{tan} + \vec{F}_{rad} + \vec{F}_Z$$



**Figure 15** Décomposition de  $\vec{F}_{mc}$  dans le plan  $OXY$  d'une roue arrière du fauteuil.

Cette distinction permet de faire apparaître  $\vec{F}_{tan}$ , seule composante de  $\vec{F}_{mc}$  qui permet une rotation de la roue arrière. En utilisant la relation de transport du vecteur moment au sein d'un solide, ici la roue, le moment résultant,  $\vec{M}_O$ , autour de l'axe,  $O$ , de la roue s'écrit :

$$\vec{M}_O = \vec{M}_P + \overrightarrow{OP} \wedge \vec{F}_{mc}$$

où la norme de  $\overrightarrow{OP}$  est égale au rayon de la main courante, noté  $R_{mc}$ .

La composante de  $\vec{M}_O$  qui permet la rotation de la roue autour de l'axe  $Z_f$  du référentiel fauteuil est notée  $M_Z$  et peut s'écrire :

$$M_Z = M_{PZ} + R_{mc} F_{tan} \quad (N.m)$$

où  $M_{PZ}$  est la composante autour de  $Z$  du couple local  $M_P$ .

Plusieurs auteurs (Veeger *et al.*, 1992a) définissent la notion de force efficace, notée  $\vec{F}_{eff}$ , calculée à partir de la mesure de  $M_Z$  au niveau de l'axe de la roue arrière et du rayon  $R_{mc}$  :

$$F_{eff} = \frac{M_Z}{R_{mc}} \quad (N)$$

En divisant l'expression précédente de  $M_Z$  par  $R_{mc}$ , les composantes efficace et tangentielle apparaissent liées par la relation :

$$F_{eff} = \frac{M_{PZ}}{R_{mc}} + F_{tan} \quad (N)$$

Cette équation permet de bien distinguer les deux concepts de forces efficace et tangentielle définies dans le cadre de la locomotion en fauteuil roulant. Elle montre en effet clairement que  $F_{eff}$  et  $F_{tan}$  ne sont égales que dans le cas particulier où le sujet n'applique pas de couple local autour du point d'application  $P$ . Plusieurs études ont montré que, lors de la locomotion, les composantes du couple local ne sont jamais négligeables même si elles sont souvent différentes en fonction des techniques de propulsion utilisées (Sabick *et al.*, 2001). C'est pourquoi,  $F_{eff}$  et  $F_{tan}$ , ne doivent jamais être ni ignorées, ni confondues.

### 2-3-3. Déplacement du fauteuil

#### 2-3-3-1. Influence de $\{T_{mc}\}$ sur le déplacement du fauteuil

Le torseur exercé par le sujet sur une main courante,  $\{T_{mc}\}$ , engendre une composante propulsive  $M_Z$  du moment autour de l'axe de la roue :  $\vec{M}_O$ . Ce moment génère au niveau de  $I$ , point de contact du pneu sur le sol, une force  $\vec{f}$  qui peut s'écrire :

$$\vec{M}_Z = \vec{OI} \wedge \vec{f}$$

ou :

$$\|\vec{f}\| = \frac{M_Z}{R} \quad (N)$$

Deux types de mouvement du pneu par rapport au sol peuvent être définis : le premier cas où le pneu roule sans glisser sur le sol et le second où il y a glissement. Le mouvement va dépendre du coefficient de frottement,  $\mu$ , qui est fonction des caractéristiques du pneu et du sol sur lequel le fauteuil se déplace. Lorsqu'il n'y a pas de glissement, la relation suivante est vérifiée :

$$\|\vec{f}\| \leq \mu \|\vec{R}_N\| \quad (N)$$

L'action de la force  $\vec{f}$  entraîne une force de réaction du sol sur le pneu,  $\vec{R}_T$ , telle que :

$$\vec{f} = -\vec{R}_T$$

et :

$$\vec{M}_O(\vec{f}) = -\vec{M}_O(\vec{R}_T)$$

Dans le référentiel absolu  $R$ ,  $I$  est le centre de rotation instantané de la roue arrière du fauteuil (voir figure 14, p55). La force motrice,  $\vec{F}_m$ , permettant le déplacement du fauteuil est donc assimilable à une force qui s'applique à la liaison entre la roue du fauteuil et le châssis,  $O$ , et qui crée un moment autour de  $I$ ,  $\vec{M}_I$  :

$$\vec{M}_I = \vec{IO} \wedge \vec{F}_m$$

soit :

$$\|\vec{F}_m\| = \frac{M_I}{\|\vec{IO}\|} = \frac{M_I}{R} \quad (N)$$

Les composantes propulsives  $M_Z$  des moments  $\vec{M}_O$  et  $\vec{M}_I$  sont égales :

$$\vec{M}_Z = \vec{M}_I(\vec{F}_m)$$

ainsi :

$$\vec{OI} \wedge \vec{f} = \vec{IO} \wedge \vec{F}_m$$

soit :

$$\vec{f} = -\vec{F}_m$$

donc :

$$\vec{R}_T = \vec{F}_m$$

La force motrice  $\vec{F}_m$  est donc de même direction, de même sens et de même norme que la réaction tangentielle  $\vec{R}_T$  du sol sur la roue. Sa norme peut donc s'écrire :

$$\|\vec{F}_m\| = \frac{M_z}{R} \quad (N)$$

L'action du sujet sur les deux mains courantes va engendrer une force motrice au niveau de chacune des roues arrière :  $\vec{F}_{mD}$  et  $\vec{F}_{mG}$ . Ainsi, les deux composantes dynamiques entraînant un mouvement du fauteuil sont :

- La force motrice globale,  $\vec{F}_m$ , qui s'applique au centre de gravité du fauteuil, de même direction et de même sens que l'axe

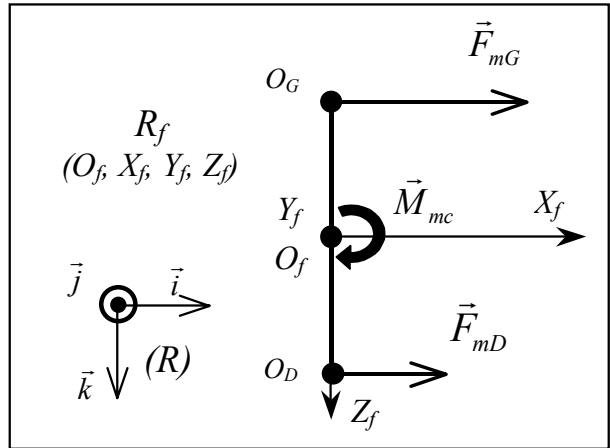
$X_f$  lié au fauteuil :

$$\vec{F}_m = \vec{F}_{mD} + \vec{F}_{mG}$$

- Le moment moteur  $\vec{M}_{mc}$  (figure 16), qui engendre la rotation du fauteuil autour de  $Y_f$ , due à la différence entre les forces motrices,

$\vec{F}_{mD}$  et  $\vec{F}_{mG}$ , et qui s'écrit :

$$\vec{M}_{mc} = \overrightarrow{O_f O_D} \wedge \vec{F}_{mD} + \overrightarrow{O_f O_G} \wedge \vec{F}_{mG}$$



**Figure 16** Rotation du fauteuil provoquée par le moment moteur ( $\vec{M}_{mc}$ ) créé par la différence entre les forces motrices  $\vec{F}_{mD}$  et  $\vec{F}_{mG}$ .

### 2-3-3-2. Influence de $\{T_{Siège}\}$ sur le déplacement du fauteuil

Jusqu'à présent, l'influence des mouvements du sujet sur le déplacement du fauteuil n'a été mentionnée que dans très peu d'études (Lemaire *et al.*, 1991 ; Veeger *et al.*, 1992a ; Vinet *et al.*, 1998 ; Martin *et al.*, 2000) qui ont émis l'hypothèse que la modification de la position antéro-postérieure du sujet avait une influence sur la résultante des forces de freinage ( $F_{ra}$ ). Cet aspect est repris en détail dans un chapitre spécifique à l'étude de  $F_{ra}$  (voir chapitre 4-2 p106).

## 2-4. Modélisation mécanique générale

Le principe fondamental de la dynamique permet d'écrire la relation entre les forces externes qui agissent sur le système sujet-fauteuil, et l'accélération de son centre de gravité :

$$\vec{F}_{ext} = M \vec{\Gamma}_G^R$$
$$\Leftrightarrow M \vec{\Gamma}_G^R = \vec{P} + \vec{R}_N + \vec{R}_T + \vec{F}_{ra}$$

Sachant que :

$$\vec{R}_T = \vec{F}_m$$

L'équation précédente devient :

$$M \vec{\Gamma}_G^R = \vec{P} + \vec{R}_N + \vec{F}_m + \vec{F}_{ra} \quad (7)$$

L'accélération de  $G_f$  dans  $R$  s'écrit (voir chapitre 2-2-2, p42) :

$$\vec{\Gamma}_{G_f}^R = \vec{\Gamma}_G^R + \vec{\Gamma}_{G_f}^{R*}$$

En multipliant par  $M$  :

$$M \vec{\Gamma}_{G_f}^R = M \vec{\Gamma}_G^R + M \vec{\Gamma}_{G_f}^{R*}$$

Et en remplaçant  $M \vec{\Gamma}_G^R$  par son expression (7) :

$$M \vec{\Gamma}_{G_f}^R = \vec{P} + \vec{R}_N + \vec{F}_m + \vec{F}_{ra} + M \vec{\Gamma}_{G_f}^{R*}$$

Dans le cas d'un déplacement sur un plan horizontal :

$$\vec{P} + \vec{R}_N = \vec{0}$$

donc :

$$M \vec{\Gamma}_{G_f}^R = \vec{F}_m + \vec{F}_{ra} + M \vec{\Gamma}_{G_f}^{R*}$$

Or,  $\vec{\Gamma}_{G_f}^{R*}$  est proportionnelle à l'accélération du centre de gravité du sujet dans  $R^*$  (voir chapitre 2-2-2, p46) :

$$\vec{\Gamma}_{G_f}^{R*} = \frac{-m_S}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_S}^{R*}$$

finalement : 
$$M \vec{\Gamma}_{G_f}^R = \vec{F}_m + \vec{F}_{ra} - M \left( \frac{m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right)$$

Cette dernière équation permet de constater que les mouvements du fauteuil sur un plan horizontal dépendent de trois facteurs :

- La force motrice transmise au châssis due aux efforts appliqués par le sujet sur les mains courantes ;
- La résultante des forces de résistance à l'avancement du système sujet-fauteuil ;
- Les mouvements du sujet dans le référentiel barycentrique.

La résultante des actions du sujet, somme vectorielle de  $\vec{F}_m$  et de l'action du sujet dans le référentiel barycentrique,  $M \left( \frac{m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right)$ , peut être distinguée des autres efforts :

$$\vec{F}_m - M \left( \frac{m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right) = M \vec{\Gamma}_{G_f}^R - \vec{F}_{ra}$$

En introduisant  $\vec{F}_{faut}$ , résultante des actions qui s'exercent sur le fauteuil,  $M \vec{\Gamma}_{G_f}^R$ , à laquelle est soustraite l'influence de l'environnement,  $\vec{F}_{ra}$ , la résultante des actions du sujet s'écrit :

$$\vec{F}_m - M \left( \frac{m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right) = \vec{F}_{faut}$$

La suite du travail présenté ici a consisté à déterminer sur le terrain l'ensemble des paramètres pertinents qui interviennent dans ce modèle mécanique :  $M \vec{\Gamma}_{G_f}^R$ ,  $\vec{F}_{ra}$  et  $\vec{F}_m$ . Il était ensuite possible calculer  $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$  :

$$\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} = \left( \frac{m_f}{M m_s} \right) (\vec{F}_{faut} - \vec{F}_m)$$

Les expérimentations nécessaires à cette opération ont été réalisées en plusieurs étapes successives, à l'aide d'un Fauteuil Roulant Ergomètre (FRE) autonome.



## Résumé du chapitre 2

*La modélisation mécanique de la locomotion en fauteuil roulant a consisté à mettre en relation l'accélération du fauteuil,  $\vec{\Gamma}_{G_f}^R$ , avec les forces qui influencent son déplacement : le poids du système sujet-fauteuil,  $\vec{P}$ , la réaction normale du sol,  $\vec{R}_N$ , la résultante des actions motrices du sujet sur les mains courantes,  $\vec{F}_m$ , et la résultante des forces de freinage,  $\vec{F}_{ra}$ . Sur un plan horizontal, la somme vectorielle de  $\vec{P}$  et  $\vec{R}_N$  est nulle, et les principes de la mécanique permettent d'écrire la relation entre les principaux paramètres dynamiques et cinématiques en présence :*

$$M \vec{\Gamma}_{G_f}^R = \vec{F}_m + \vec{F}_{ra} - M \left( \frac{m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right)$$

soit :

$$M \vec{\Gamma}_{G_f}^R - \vec{F}_{ra} = \vec{F}_m - M \left( \frac{m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right)$$

*Cette équation met en relation la résultante des forces agissant sur le fauteuil, représentée par  $M \vec{\Gamma}_{G_f}^R$  et  $\vec{F}_{ra}$ , et la somme des actions du sujet, composée de  $\vec{F}_m$  et de la résultante de ses mouvements sur le fauteuil,  $M \left( \frac{m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right)$ , exprimée en fonction de l'accélération du sujet dans le référentiel barycentrique du système sujet-fauteuil,  $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$ . Les différents capteurs fixés sur le Fauteuil Roulant Ergomètre devaient permettre de quantifier les trois premiers termes de l'équation et, par différence, de calculer  $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$ . Cette approche a permis de procéder à une première analyse des mouvements du sujet sur le fauteuil en situation réelle de déplacement, en s'affranchissant d'un système de mesure externe.*

### 3. Fauteuil Roulant Ergomètre autonome

Le Fauteuil Roulant Ergomètre (*FRE*) autonome a été développé en collaboration avec le Laboratoire de Mécanique Physique (L.M.P., UMR 5469 CNRS, Université de Bordeaux I, 33405 Talence) et a nécessité la mise en oeuvre de technologies relevant de plusieurs domaines scientifiques : informatique, électronique et mécanique. Ce *FRE* autonome a permis de déterminer en situation réelle les facteurs mécaniques qui interviennent dans le modèle de la locomotion en fauteuil roulant (figure 17) :

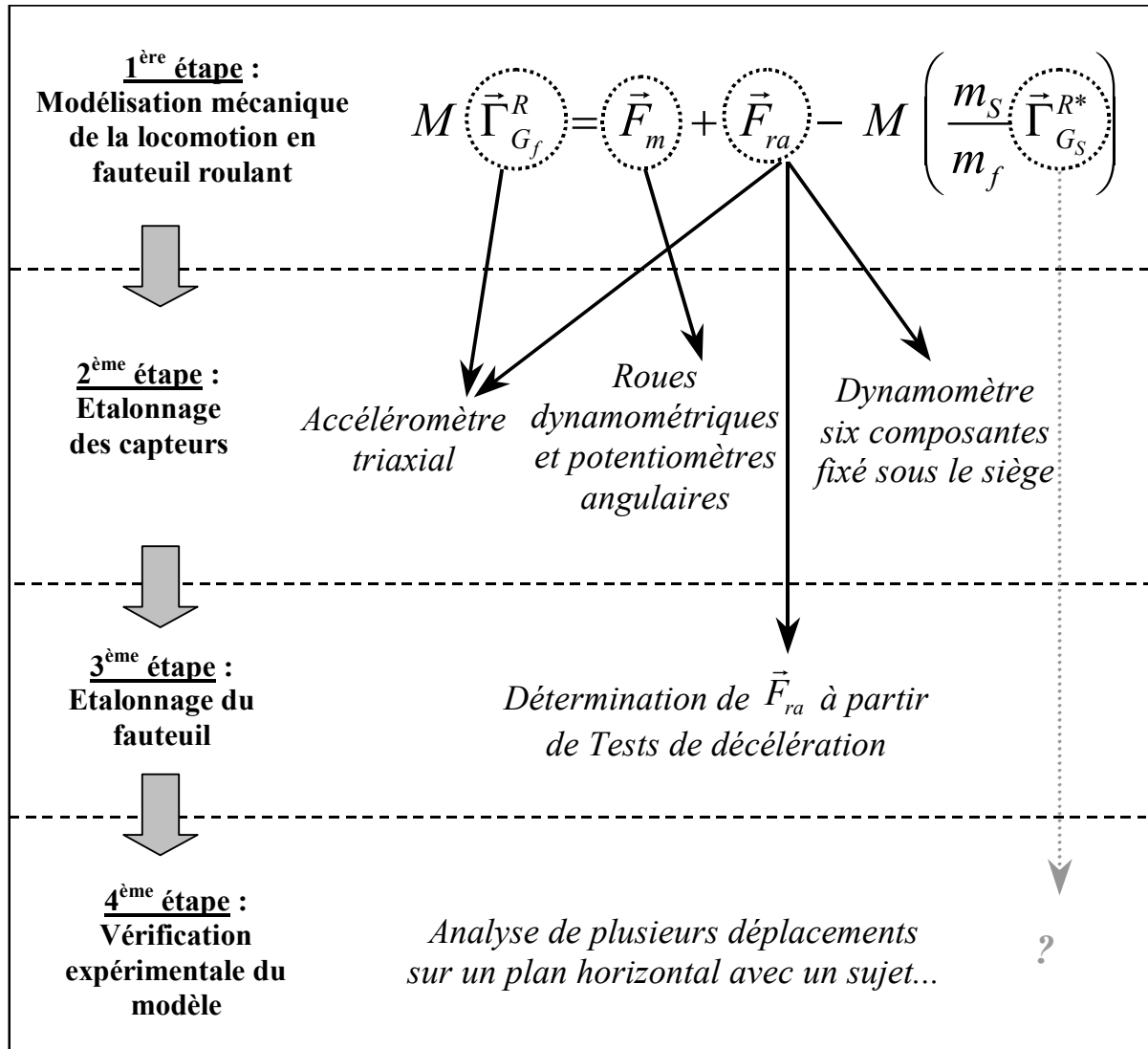
- Les accélérations du fauteuil ( $\vec{\Gamma}_{G_f}^R$ ) ont été mesurées directement à partir de l'accéléromètre triaxial fixé sur le fauteuil.
- La force motrice transmise ( $\vec{F}_m$ ) par le sujet a été déterminée à partir des dynamomètres fixés sur chacune des roues arrière.
- La résultante des forces de freinage appliquée sur le système ( $\vec{F}_{ra}$ ) a été estimée à l'aide d'une étude préalable sur le terrain en fonction de la répartition de la masse du système sur les roues avant du fauteuil, qui peut être calculée à partir du dynamomètre six composantes fixé sous le siège du fauteuil.

#### 3-1. Dimensions du Fauteuil Roulant Ergomètre (*FRE*)

Le *FRE* d'origine a été fabriqué sur la base d'un fauteuil roulant standard (figure 18, modèle « *Action Echo* », *Scandinavian Mobility*, Danemark).

- Dimensions du fauteuil

D'après les données du constructeur, la masse à vide du fauteuil d'origine était de 14,5 kg et la masse de l'utilisateur ne doit pas dépasser 113 kg. Une fois équipé de l'ensemble des capteurs et du système d'acquisition embarqué, la masse du fauteuil à vide s'élève à 38,5 kg (soit un poids de 378 N).

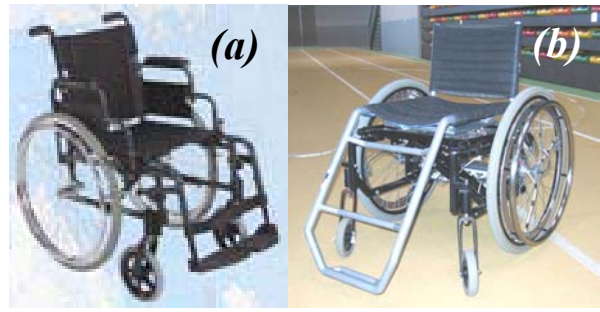


**Figure 17** Présentation générale du plan expérimental établi à partir de la modélisation mécanique de la locomotion en fauteuil roulant.

La hauteur totale du fauteuil, mesurée du sol à la partie haute du dossier, est de  $0,84 \text{ m}$ . Sa largeur, mesurée entre les deux points supérieurs des mains courantes, est de  $0,72 \text{ m}$  et la distance entre les centres de rotation des deux roues arrière, notée  $D$ , est de  $0,60 \text{ m}$ . Sa longueur, mesurée de l'extrémité des roues arrière à la partie la plus avancée des repose-pieds, est de  $0,94 \text{ m}$ . Les roues arrière ont un rayon de  $0,30 \text{ m}$  (noté  $R$ ) et les mains courantes un rayon de  $0,25 \text{ m}$  (noté  $R_{mc}$ ).

- Position du centre de gravité ( $G_f$ )

Pour déterminer cette position, le fauteuil roulant a été placé sur une plateforme de forces six composantes ( $800 \times 600$  mm, TSR, Mérignac, France) de telle façon que les quatre roues reposent sur le plateau.



**Figure 18** Fauteuil d'origine (a) et fauteuil instrumenté (b).

L'acquisition a été réalisée à  $1000$  Hz à l'aide d'une carte de conversion analogique numérique (AT-MIO-64E-3, National Instruments, USA) installée dans un micro-ordinateur. La position antéro-postérieure du centre de gravité ( $X_{Gf}$ ) dans le référentiel lié au fauteuil a ensuite été déterminée par le calcul du centre de pression du fauteuil sur la plate-forme :

$$(X_{Gf})_{R_f} = 0,125 \text{ m}$$

Les valeurs latérale,  $(Y_{Gf})_{R_f}$ , et verticale,  $(Z_{Gf})_{R_f}$ , de  $G_f$  n'ont pas été déterminées car elles n'intervenaient dans aucun des calculs de cette étude.

- Répartition de la masse du fauteuil à vide

Trois positions antéro-postérieures de l'axe des roues arrière par rapport au châssis peuvent être utilisées, définissant trois longueurs fonctionnelles ( $d$ , d'après la définition donnée par Pierre L. Bernard en 1994) possibles entre les axes des roues arrière et avant :  $0,313$ ,  $0,330$  et  $0,347$  m. Lorsque  $d$  augmente, la répartition de la masse sur les roues avant et la stabilité du fauteuil augmentent, et les risques de bascule vers l'arrière diminuent (Bernard, 1994). En revanche, lorsque  $d$  diminue, les roues arrière sont avancées, et l'utilisateur gagne en maniabilité. Pour l'ensemble des expérimentations réalisées dans le cadre de cette étude, la valeur intermédiaire de  $d$  ( $0,330$  m) a été utilisée.

La répartition de la masse du fauteuil sur les roues avant,  $Rep_{vide}$  a été calculée par le rapport de la position du centre de gravité du fauteuil dans  $R_f$  à la valeur de longueur fonctionnelle ( $d$ ) :

$$Rep_{vide} = \frac{(X_{G_f})_{R_f}}{d} \times 100 = \frac{0,125}{0,330} \times 100 = 37,9\%$$

- Positions des origines des référentiels liés aux capteurs embarqués

L'accéléromètre triaxial fixé sous le siège a pour origine ( $A$ ) dans le référentiel lié au fauteuil  $R_f$ :

$$(\overrightarrow{O_f A})_{R_f} = \begin{pmatrix} -0,170 \\ -0,050 \\ 0,020 \end{pmatrix}_{R_f} \quad (m)$$

Le dynamomètre fixé sous le siège a pour origine ( $O_S$ ) dans le référentiel lié au fauteuil  $R_f$ :

$$(\overrightarrow{O_f O_S})_{R_f} = \begin{pmatrix} -0,017 \\ 0,155 \\ 0 \end{pmatrix}_{R_f} \quad (m)$$

La roue dynamométrique droite a pour origine ( $O_D$ ) dans le référentiel lié au fauteuil  $R_f$ :

$$(\overrightarrow{O_f O_D})_{R_f} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ D/2 \end{pmatrix}_{R_f} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,300 \end{pmatrix}_{R_f} \quad (m)$$

La roue dynamométrique gauche a pour origine ( $O_G$ ) dans le référentiel lié au fauteuil  $R_f$ :

$$(\overrightarrow{O_f O_G})_{R_f} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -D/2 \end{pmatrix}_{R_f} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -0,300 \end{pmatrix}_{R_f} \quad (m)$$

- Moments d'inertie des roues avant et arrière

Le moment d'inertie ( $J$ ) des roues a été estimé à partir du modèle géométrique du tore plein dont la composante autour de l'axe  $Z_f$  (notée  $J_z$ ) s'écrit :

$$J_z = m \left( a^2 + \frac{3A^2}{2} \right) \quad (kg.m^2)$$

où  $m$  représente la masse de l'élément considéré,  $a$  le petit rayon et  $A$  le grand rayon du tore.

Les roues avant à bandage en caoutchouc ont été représentées à l'aide d'un seul élément (tore plein). Les roues arrière sont constituées de trois éléments assimilés à des tores pleins : la main courante, le pneu avec la jante et l'anneau en aluminium reliant les trois capteurs de force bidirectionnels. Les moments d'inertie des rayons (estimé inférieur à  $0,003 kg.m^2$ ) et du moyeu des roues arrière (estimé inférieur à  $0,001 kg.m^2$ ) ont été supposés négligeables. Le moment d'inertie de la roue arrière a été calculé en additionnant les moments d'inertie des trois éléments précédents (tableau 3).

	Eléments	Masse (kg)	A (m)	a (m)	$I_z (kg.m^2)$	
Roue avant	Roue avant	0,32	0,07	0,01	0,002	<b>0,002</b>
Roue arrière	Pneu + jante	1,52	0,30	0,02	0,103	<b>0,206</b>
	Main courante	0,62	0,25	0,01	0,029	
	Anneau + capteurs	1,56	0,25	0,02	0,074	

**Tableau 3** Caractéristiques dimensionnelles des roues avant et arrière du FRE.

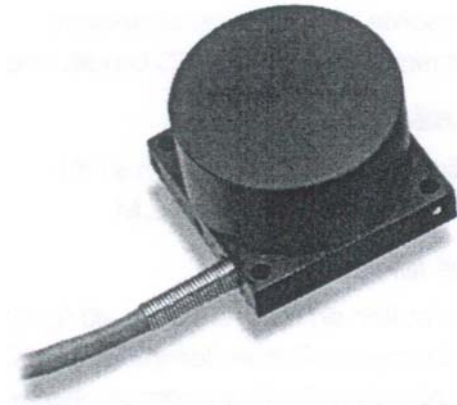
### 3-2. Caractéristiques des capteurs fixés sur le FRE.

Afin d'étudier la cinématique du fauteuil ainsi que les efforts exercés par le sujet lors de la locomotion en fauteuil roulant, un accéléromètre 3-D, deux capteurs potentiométriques de position angulaire et trois dynamomètres six-composantes ont été fixés sur le fauteuil.

### 3-2-1. L'accéléromètre triaxial

#### 3-2-1-1. Caractéristiques de l'accéléromètre

L'accéléromètre utilisé était un modèle triaxial (modèle FA 3506, FGP, France, figure 19). Chaque voie du capteur doit être alimentée avec un courant continu de  $\pm 5\text{ V}$  et possède une étendue de mesure de  $\pm 10\text{ g}$ . La linéarité du capteur est de  $\pm 2\%$  de l'étendue de mesure. Les sensibilités de chacune des trois voies ont été déterminées par le constructeur et sont exprimées en  $\text{V/g}$  (tableau 4). Afin de convertir



**Figure 19** Accéléromètre triaxial (modèle FA3506, 30x30x25 mm, FGP, France).

ces valeurs en unités S.I. ( $\text{m.s}^{-2}$ ), il est nécessaire de connaître la valeur de  $g$  sur le lieu des expérimentations. La sensibilité transverse est donnée par le constructeur comme étant inférieure à  $1\%$  de l'étendue de mesure sur chacun des trois axes. Elle correspond au défaut d'orthogonalité des axes entre eux, c'est-à-dire à la réponse du capteur sur les deux axes d'un plan lorsque l'accélération est appliquée strictement sur le troisième axe.

Axes	$X_A$	$Y_A$	$Z_A$
Sensibilités ( $\text{V/g}$ )	0,1985	0,1990	0,2010

**Tableau 4** Sensibilités des trois axes de l'accéléromètre données par le constructeur ( $\text{V/g}$ ).

Les « offsets » (ou erreurs de zéro, valeur du signal continu produit par un capteur lorsqu'il n'est pas sollicité) n'étant pas donnés par le constructeur, il a été nécessaire de les déterminer à l'aide d'une expérimentation simple basée sur le fait qu'au repos, l'accéléromètre mesure uniquement la gravité (voir chapitre 3-2, p69).

### 3-2-1-2. Fixation de l'accéléromètre sur le fauteuil

Un référentiel  $R_A (A, X_A, Y_A, Z_A)$  lié à l'accéléromètre a été défini par la base formée des vecteurs unitaires  $\vec{i}_A$ ,  $\vec{j}_A$  et  $\vec{k}_A$ , de mêmes sens et direction que les axes du capteur. L'origine  $A$  correspondait au point de fixation du capteur sous le siège du fauteuil roulant, légèrement en arrière et en dessous du segment reliant les axes des deux roues arrière. Le capteur était placé de telle sorte que l'axe  $Z_A$  soit perpendiculaire à l'axe des roues arrière (voir chapitre 2-1, p41) ; en revanche, l'orientation des axes  $X_A$  et  $Y_A$  était supposée quelconque par rapport aux axes du référentiel du fauteuil ( $R_f$ ).

L'accéléromètre mesure l'accélération du point  $A$  ( $\vec{A}$ ) appartenant au fauteuil dans le référentiel absolu  $R$ . Les composantes de cette accélération ( $A_x$ ,  $A_y$  et  $A_z$ ) sont exprimées dans la base du référentiel mobile  $R_A$  :  $\left(\vec{\Gamma}_A^R\right)_{R_A}$ . De plus, comme l'accéléromètre est situé à la surface de la terre, il mesure en permanence l'accélération de la pesanteur,  $\vec{g}$ , dont les composantes exprimées dans la base du référentiel mobile  $R_A$  s'écrivent  $(\vec{g})_{R_A}$ . Les accélérations mesurées par le capteur ( $\vec{A}$ ) sont donc constituées de deux termes :

$$\vec{A} = \left(\vec{\Gamma}_A^R\right)_{R_A} + (\vec{g})_{R_A}$$

### 3-2-1-3. Soustraction de l'influence de la gravité

La mesure de  $\vec{g}$  perturbe l'interprétation des mesures brutes sur les trois axes de l'accéléromètre (Ladin et Wu, 1991). Afin d'obtenir les accélérations du fauteuil lors d'un déplacement quelconque, il est donc nécessaire de connaître l'orientation de  $R_A$  par rapport à  $R$  quelle que soit la position du fauteuil. La matrice de passage  $M_{R_A}^R$ , entre  $R_A$  et  $R$ , peut être décomposée en deux matrices intermédiaires,  $M_{R_A}^{R_f}$  et  $M_{R_f}^R$  : les termes de la seconde pourraient être mesurés à l'aide d'une centrale inertielle fixée sur le fauteuil alors que ceux de la première doivent être calculés selon une méthode particulière.

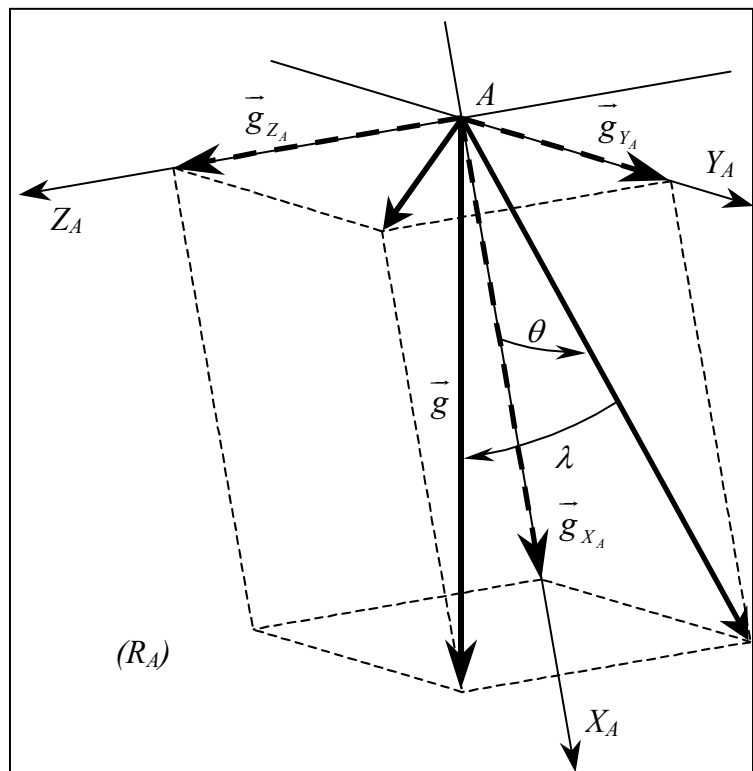


### 3-2-1-3-1. Détermination de $M_{R_A}^{R_f}$

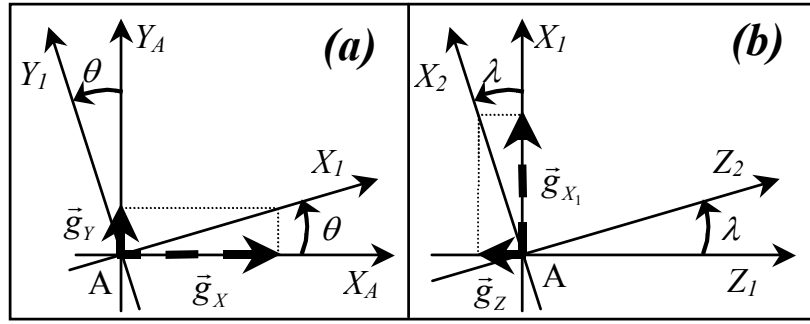
La matrice de passage  $M_{R_A}^{R_f}$  est calculée à partir des valeurs enregistrées lorsque le fauteuil est immobile sur un plan horizontal (Vaslin et Dabonneville, 2000). Les trois axes de l'accéléromètre mesurent alors chacun une composante de la gravité, et ce capteur peut être utilisé comme un inclinomètre en utilisant les coordonnées de  $\vec{g}$  dans  $R_A$  (figure 20).

A l'aide des angles  $\theta$  et  $\lambda$ , il est possible d'effectuer un changement de référentiel entre  $R_A$ , lié à l'accéléromètre et un référentiel  $R_2$ , défini par les vecteurs unitaires  $\vec{i}_2$ ,  $\vec{j}_2$  et  $\vec{k}_2$ , dont l'axe  $X_2$  est strictement vertical, et comprend donc la totalité de la gravité. Une première rotation d'angle  $\theta$  autour de l'axe  $Z_A$  (figure 21a) permet d'obtenir le référentiel intermédiaire  $R_I$ , dans lequel la composante de  $\vec{g}$  est nulle

suivant  $Y_I$  et dont les vecteurs unitaires  $\vec{i}_1$ ,  $\vec{j}_1$  et  $\vec{k}_1$  s'écrivent :



**Figure 20** Composantes de  $\vec{g}$  sur chacun des axes de  $R_A$  et représentation des angles  $\theta$  et  $\lambda$  utilisés pour corriger l'orientation de l'accéléromètre. L'axe  $Z_A$  est perpendiculaire à l'axe  $Z_f$ , orienté dans le sens du déplacement du fauteuil.



**Figure 21** Etapes de correction de l'orientation de l'accéléromètre grâce aux angles  $\theta$  et  $\lambda$  : Rotation d'angle  $\theta$  autour de  $Z_A$  (a) ; Rotation d'angle  $\lambda$  autour de  $Y_I$  (b).

$$\begin{cases} \vec{i}_1 = \cos \theta \vec{i}_A + \sin \theta \vec{j}_A \\ \vec{j}_1 = -\sin \theta \vec{i}_A + \cos \theta \vec{j}_A \\ \vec{k}_1 = \vec{k}_A \end{cases}$$

Une seconde rotation d'angle  $\lambda$  autour de l'axe  $Y_I$  (figure 21b) permet d'obtenir le référentiel final  $R_2$ , dont l'axe  $X_2$  est strictement vertical :

soit :

$$\begin{cases} \vec{i}_2 = \cos \lambda \vec{i}_1 - \sin \lambda \vec{k}_1 \\ \vec{j}_2 = \vec{j}_1 \\ \vec{k}_2 = \sin \lambda \vec{i}_1 + \cos \lambda \vec{k}_1 \end{cases}$$

La matrice  $M_{R_A}^{R_2}$  permettant le changement de référentiel entre  $R_A$ , lié à l'accéléromètre, et  $R_2$  est définie par :

$$\begin{pmatrix} \vec{i}_2 \\ \vec{j}_2 \\ \vec{k}_2 \end{pmatrix} = M_{R_A}^{R_2} \cdot \begin{pmatrix} \vec{i}_A \\ \vec{j}_A \\ \vec{k}_A \end{pmatrix}$$

avec :

$$M_{R_A}^{R_2} = \begin{bmatrix} \cos \theta \cos \lambda & \sin \theta \cos \lambda & -\sin \lambda \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ \cos \theta \sin \lambda & \sin \theta \sin \lambda & \cos \lambda \end{bmatrix}$$

Lorsque l'accéléromètre est au repos, avant le début d'une expérimentation, l'accélération du point  $A$  dans le référentiel absolu  $R$  est nulle,  $\left( \vec{\Gamma}_A^R \right)_{R_A} = \vec{0}$ , et les

accélérations mesurées par le capteur ( $\vec{A}$ ) ne sont constituées que des trois composantes de la gravité :

$$\vec{A} = (\vec{g})_{R_A} = \begin{pmatrix} g_{x_A} \\ g_{y_A} \\ g_{z_A} \end{pmatrix}$$

Ces mesures en statique permettent de calculer les fonctions trigonométriques des angles  $\theta$  et  $\lambda$  :

$$\cos \theta = \frac{g_{x_A}}{\sqrt{g_{x_A}^2 + g_{y_A}^2}} ; \sin \theta = \frac{g_{y_A}}{\sqrt{g_{x_A}^2 + g_{y_A}^2}} ;$$

$$\cos \lambda = \frac{\sqrt{g_{x_A}^2 + g_{y_A}^2}}{\sqrt{g_{x_A}^2 + g_{y_A}^2 + g_{z_A}^2}} ; \sin \lambda = \frac{g_{z_A}}{\sqrt{g_{x_A}^2 + g_{y_A}^2 + g_{z_A}^2}} .$$

Comme le calcul est effectué lorsque le fauteuil est sur un plan horizontal, l'axe  $X_2$  du référentiel  $R_2$  est colinéaire non seulement avec l'axe  $Y$  du référentiel absolu  $R$ , mais aussi avec l'axe  $Y_f$  du référentiel lié au fauteuil  $R_f$ . De plus, si l'accéléromètre est fixé sur le fauteuil de telle sorte que l'axe  $Z_A$  soit perpendiculaire à l'axe transversal  $Z_f$  de  $R_f$ , alors la troisième rotation autour de l'axe vertical  $X_2$  qui serait nécessaire afin d'ajuster l'orientation des axes  $Y_2$  et  $Z_2$  du référentiel  $R_2$  avec l'axe antéro-postérieur du fauteuil,  $X_f$ , est nulle. Cette unique contrainte de position du capteur sur le fauteuil permet de considérer que les vecteurs unitaires définissant le référentiel  $R_2$  sont colinéaires avec ceux du référentiel fauteuil  $R_f$  :

$$\vec{i}_f = \vec{k}_2 ; \vec{j}_f = -\vec{i}_2$$

et :

$$\vec{k}_f = -\vec{j}_2$$

La matrice de passage  $M_{R_2}^{R_f}$ , entre  $R_2$  et  $R_f$ , s'écrit donc :

$$M_{R_2}^{R_f} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}$$

Finalement, la matrice de passage permettant de passer du référentiel lié à l'accéléromètre  $R_A$  au référentiel lié au fauteuil  $R_f$  s'obtient par le produit des deux matrices

$M_{R_A}^{R_2}$  et  $M_{R_2}^{R_f}$  :

$$M_{R_A}^{R_f} = M_{R_A}^{R_2} \cdot M_{R_2}^{R_f} ;$$

$$M_{R_A}^{R_f} = \begin{bmatrix} -\sin \theta \cos \lambda & \sin \lambda & \cos \theta \cos \lambda \\ -\cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ -\sin \theta \sin \lambda & -\cos \lambda & \cos \theta \sin \lambda \end{bmatrix}$$

### 3-2-1-3-2. Soustraction de la gravité lors d'un déplacement

Dans le référentiel absolu  $R$ , l'accélération de la gravité  $\vec{g}$  s'écrit :

$$(\vec{g})_R = \begin{pmatrix} 0 \\ -g \\ 0 \end{pmatrix}$$

En utilisant les matrices de transfert, il est possible d'exprimer  $\vec{g}$  dans le référentiel fauteuil  $R_f$  :

$$(\vec{g})_{R_f} = M_{R_f}^{R_f} (\vec{g})_{R_f} = (M_{R_f}^R)^{-1} (\vec{g})_R$$

Puis, dans le référentiel lié à l'accéléromètre  $R_A$  :

$$(\vec{g})_{R_A} = M_{R_A}^{R_f} (\vec{g})_{R_f} = (M_{R_A}^{R_f})^{-1} (\vec{g})_{R_f}$$

Ainsi, quelle que soit la position du fauteuil, les composantes de la gravité mesurées par l'accéléromètre à tout instant s'écrivent :

$$(\vec{g})_{R_A} = (M_{R_A}^{R_f})^{-1} (M_{R_f}^R)^{-1} (\vec{g})_R = M_{R_A}^R \begin{pmatrix} 0 \\ -g \\ 0 \end{pmatrix}$$

avec :

$$M_{R_A}^R = (M_{R_A}^{R_f}) (M_{R_f}^R) = (M_{R_f}^R)^{-1} (M_{R_A}^{R_f})^{-1}$$

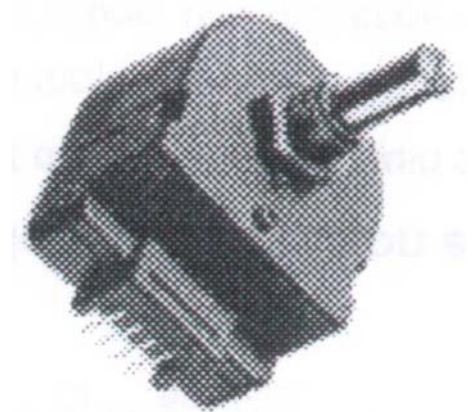
Ces deux étapes permettent de soustraire l'influence de  $\vec{g}$  sur les mesures de l'accéléromètre en vue de calculer l'accélération subie par l'origine  $A$  du référentiel accéléromètre  $(\vec{\Gamma}_A^R)_{R_A}$  :

$$(\vec{\Gamma}_A^R)_R = M_{R_A}^R [\vec{A} - M_{R_A}^{R_A}(\vec{g})_R]$$

Cette méthode de correction peut être appliquée au cours de chaque déplacement à partir de données préalables enregistrées lorsque le fauteuil est immobile sur un plan horizontal.

### 3-2-2. Les capteurs potentiométriques de position angulaire

Les positions angulaires des roues arrière droite et gauche,  $\delta$  et  $\varphi$  respectivement, ont été mesurées à l'aide de capteurs potentiométriques de position angulaire (modèle 601-1045, Vishay Spectrol, U.S.A., figure 22) placés au niveau des axes des deux roues. La sensibilité de ces capteurs n'était pas fournie par le constructeur et a dû être déterminée par une expérimentation. De plus, les potentiomètres ayant été fixés de manière quelconque sur les axes, il a été nécessaire de déterminer la valeur angulaire correspondant à l'écart entre les référentiels des roues et des potentiomètres.



**Figure 22** Potentiomètre angulaire (modèle 601-1045, 44x30x55 mm, Vishay Spectrol, U.S.A.).

### 3-2-3. Les dynamomètres à six composantes

Les dynamomètres à six composantes utilisés dans cette étude ont été construits sur le même principe qu'un prototype développé par Yves Couétard au sein du Laboratoire de Mécanique Physique (L.M.P., Couétard 1993 et 2000) et destiné à mesurer les efforts de

coupe sur des machines-outils. Ce prototype a également été utilisé pour mesurer le torseur appliqué par le système sauteur-perche dans le butoir lors du saut à la perche (Cid *et al.*, 1991 et 1992 ; Vaslin *et al.*, 1993a et 1993b).

Après avoir réalisé une première ébauche de roue dynamométrique (Dauvergne 1996), destinée à mesurer le torseur des efforts appliqués par le sujet sur la main courante du fauteuil, les initiateurs de cette recherche (M. Dabonneville et Ph. Vaslin, L.I.M.O.S.), ont fait appel à leurs collègues du L.M.P. pour concevoir un nouveau prototype utilisant le modèle original de capteur de forces à deux voies. Les résultats de cette première roue dynamométrique ainsi conçue ont été validés par comparaison avec ceux d'une plate-forme de forces à six composantes (Dabonneville *et al.*, 1998 ; Vaslin *et al.*, 1998). Il a également été démontré que les efforts isométriques maximaux mesurés avec la roue dynamométrique étaient du même ordre de grandeur que ceux obtenus avec d'autres ergomètres (de Saint Rémy *et al.* 2001a).

Le *FRE* était équipé de trois dynamomètres à six composantes, construits et étalonnés au sein du L.M.P. : deux étaient disposés sur chacune des deux roues arrière du fauteuil afin de mesurer les torseurs des efforts appliqués sur les mains courantes droite et gauche ; le troisième était fixé sous le siège en vue de mesurer le torseur des efforts appliqués sur le fauteuil par les autres parties du corps du sujet. A l'aide de ces trois dynamomètres, la totalité des efforts appliqués par le sujet sur le fauteuil pouvait donc être mesurée en continu.

### **3-2-3-1. Description et principe de fonctionnement**

Les trois dynamomètres fixés sur le fauteuil sont construits sur le même principe : ils sont assimilables à une plate-forme de forces constituée d'un socle et d'un « plateau » sur lequel sont appliqués les efforts dont nous souhaitons connaître les caractéristiques. Le socle est fixé sur le châssis du fauteuil dans le cas du dynamomètre du siège et sur les jantes pour les roues dynamométriques. Le « plateau » est constitué par l'ensemble assise-dossier repose-

pieds dans le premier cas et par les mains courantes pour les roues dynamométriques. Six capteurs ( $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5$  et  $C_6$ ) regroupés par paires ( $C_{12}, C_{34}$  et  $C_{56}$ ) assurent la liaison entre le plateau et le socle et mesurent les déformations dont la direction et le sens sont définis par les vecteurs unitaires  $\vec{u}_1, \vec{u}_2, \vec{u}_3, \vec{u}_4, \vec{u}_5$  et  $\vec{u}_6$ . Lorsqu'une force extérieure,  $\vec{F}_i$ , est appliquée sur un capteur dont la raideur  $k_i$  (exprimée en  $N/V/V$ ) est connue, la mesure de la déformation  $m_i$  (exprimée en  $V/V$ ) permet de calculer  $\vec{F}_i$  grâce à la relation de Hooke :

$$\vec{F}_i = k_i m_i \vec{u}_i$$

Le dynamomètre à six composantes permet de mesurer le torseur des efforts appliqués sur le plateau au point choisi arbitrairement pour origine du dynamomètre lors de l'étalonnage ( $O$  par exemple). Le torseur, noté  $\{T\}_O$ , est constitué de deux vecteurs : la résultante des forces  $\vec{F}$  appliquée sur le plateau et le moment résultant en  $O$ ,  $\vec{M}_O$  :

$$\{T\}_O = \left\{ \begin{array}{c} \vec{F} \\ \vec{M}_O \end{array} \right\}$$

Le principe de mesure de ces dynamomètres repose sur les hypothèses suivantes :

- Le plateau est considéré comme indéformable au regard des efforts qu'il subit ;
- Le plateau est relié au socle en trois points ( $C_{12}, C_{34}$  et  $C_{56}$ ), chacun d'eux étant considéré comme un appui ponctuel ;
- Chacun des deux éléments sensibles de chaque capteur mesure les déformations suivant une seule direction.

Le plateau du dynamomètre est supposé statique par rapport au socle dans le référentiel qui lui est lié. En appliquant les conditions de l'équilibre statique aux efforts mesurés dans ce référentiel, la somme des forces extérieures au système est nulle, de même que la somme des moments par rapport à l'origine  $O$  du référentiel. Ce raisonnement se traduit par les relations suivantes :

$$\begin{cases} \vec{F} + \vec{F}_{C_{12}} + \vec{F}_{C_{34}} + \vec{F}_{C_{56}} = \vec{0} \\ \vec{M}_O(\vec{F}) + \vec{M}_O(\vec{F}_{C_{12}}) + \vec{M}_O(\vec{F}_{C_{34}}) + \vec{M}_O(\vec{F}_{C_{56}}) = \vec{0} \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} \vec{F} = -(\vec{F}_{C_{12}} + \vec{F}_{C_{34}} + \vec{F}_{C_{56}}) \\ \vec{M}_O(\vec{F}) = -[\vec{M}_O(\vec{F}_{C_{12}}) + \vec{M}_O(\vec{F}_{C_{34}}) + \vec{M}_O(\vec{F}_{C_{56}})] \end{cases}$$

où  $\vec{F}$  est la résultante des forces appliquées sur le plateau du dynamomètre,  $\vec{F}_{C_{12}}$ ,  $\vec{F}_{C_{34}}$  et  $\vec{F}_{C_{56}}$  sont les forces de réaction du socle sur le plateau,  $\vec{M}_O(\vec{F})$  est le moment résultant des efforts appliqués sur le plateau,  $\vec{M}_O(\vec{F}_{C_{12}})$ ,  $\vec{M}_O(\vec{F}_{C_{34}})$  et  $\vec{M}_O(\vec{F}_{C_{56}})$  les moments exercés par le socle sur le plateau.

Compte tenu de la disposition spatiale des capteurs, ceux-ci sont repérés dans le référentiel mobile lié au dynamomètre par les vecteurs suivants :

$$\overrightarrow{OC_{12}} = \begin{pmatrix} X_{C_{12}} \\ Y_{C_{12}} \\ Z_{C_{12}} \end{pmatrix} \quad \overrightarrow{OC_{34}} = \begin{pmatrix} X_{C_{34}} \\ Y_{C_{34}} \\ Z_{C_{34}} \end{pmatrix} \quad \overrightarrow{OC_{56}} = \begin{pmatrix} X_{C_{56}} \\ Y_{C_{56}} \\ Z_{C_{56}} \end{pmatrix}$$

Les composantes des six vecteurs unitaires des efforts associés respectivement au six capteurs sont données par :

$$\vec{u}_i = \begin{pmatrix} X_{u_i} \\ Y_{u_i} \\ Z_{u_i} \end{pmatrix}$$

avec  $i$  allant de 1 à 6.

A partir de ces éléments, il est possible de calculer les moments créés en  $O$  par toute force mesurée par chacun des six capteurs :

$$\vec{M}_1 = \overrightarrow{OC_{12}} \wedge \vec{u}_1 = \begin{pmatrix} X_{M1} \\ Y_{M1} \\ Z_{M1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_{C12} \\ Y_{C12} \\ Z_{C12} \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} X_{U1} \\ Y_{U1} \\ Z_{U1} \end{pmatrix} \quad ; \quad \vec{M}_2 = \overrightarrow{OC_{12}} \wedge \vec{u}_2 = \begin{pmatrix} X_{M2} \\ Y_{M2} \\ Z_{M2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_{C12} \\ Y_{C12} \\ Z_{C12} \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} X_{U2} \\ Y_{U2} \\ Z_{U2} \end{pmatrix}$$



$$\vec{M}_3 = \overrightarrow{OC_{34}} \wedge \vec{u}_3 = \begin{vmatrix} X_{M3} & X_{C34} & X_{U3} \\ Y_{M3} & Y_{C34} & Y_{U3} \\ Z_{M3} & Z_{C34} & Z_{U3} \end{vmatrix} \quad ; \quad \vec{M}_4 = \overrightarrow{OC_{34}} \wedge \vec{u}_4 = \begin{vmatrix} X_{M4} & X_{C34} & X_{U4} \\ Y_{M4} & Y_{C34} & Y_{U4} \\ Z_{M4} & Z_{C34} & Z_{U4} \end{vmatrix}$$

$$\vec{M}_5 = \overrightarrow{OC_{56}} \wedge \vec{u}_5 = \begin{vmatrix} X_{M5} & X_{C56} & X_{U5} \\ Y_{M5} & Y_{C56} & Y_{U5} \\ Z_{M5} & Z_{C56} & Z_{U5} \end{vmatrix} \quad ; \quad \vec{M}_6 = \overrightarrow{OC_{56}} \wedge \vec{u}_6 = \begin{vmatrix} X_{M6} & X_{C56} & X_{U6} \\ Y_{M6} & Y_{C56} & Y_{U6} \\ Z_{M6} & Z_{C56} & Z_{U6} \end{vmatrix}$$

Lorsqu'une force extérieure quelconque est appliquée sur le plateau, elle génère au niveau des six capteurs des forces et des moments élémentaires, regroupés dans la matrice géométrique,  $[G]$ , suivante :

$$[G] = \begin{bmatrix} X_{U1} & X_{U2} & X_{U3} & X_{U4} & X_{U5} & X_{U6} \\ Y_{U1} & Y_{U2} & Y_{U3} & Y_{U4} & Y_{U5} & Y_{U6} \\ Z_{U1} & Z_{U2} & Z_{U3} & Z_{U4} & Z_{U5} & Z_{U6} \\ X_{M1} & X_{M2} & X_{M3} & X_{M4} & X_{M5} & X_{M6} \\ Y_{M1} & Y_{M2} & Y_{M3} & Y_{M4} & Y_{M5} & Y_{M6} \\ Z_{M1} & Z_{M2} & Z_{M3} & Z_{M4} & Z_{M5} & Z_{M6} \end{bmatrix}$$

dont les coefficients des trois premières lignes sont sans unité, et ceux des trois dernières sont exprimés en mètres car ils correspondent aux coordonnées de chacun des capteurs dans le référentiel lié au dynamomètre.

A partir de la loi de Hooke et de la matrice  $[G]$ , le torseur des efforts appliqués sur le plateau du dynamomètre,  $\{T\}_O$ , s'écrit :

$$\{T\}_O = [G] \cdot [k_i] \cdot [m_i]$$

Les coefficients de la matrice  $[G]$  et les sensibilités des capteurs ( $k_i$ ) ont été déterminés globalement et simultanément lors de l'étalonnage du dynamomètre et sont regroupés dans la matrice de sensibilité  $[S]$  du dynamomètre :

$$[S] = [G] \cdot [k_i]$$

Le torseur est obtenu en multipliant les déformations mesurées par chaque capteur,  $m_i$ , avec les coefficients de la matrice de sensibilité :

$$\{T\}_O = [S] \cdot [m_i]$$

Les matrices de sensibilité de chaque dynamomètre ont été déterminées à l'aide des mesures d'étalonnage réalisées en laboratoire (voir chapitre 4-1, p88).

### 3-2-3-2. Utilisation de trois dynamomètres à six composantes pour l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant

Le dynamomètre à six composantes fixé sous le siège du fauteuil mesure le torseur des efforts appliqués sur le siège,  $\{T_S\}$ , exprimé à l'origine d'un référentiel lié au dynamomètre,

$R_S(O_S, X_S, Y_S, Z_S)$ , dont les vecteurs unitaires sont notés  $\vec{i}_S, \vec{j}_S, \vec{k}_S$  :

$$\{T_S\}_{O_S} = \begin{Bmatrix} \vec{F}_{S \rightarrow S} \\ \vec{M}_S \end{Bmatrix}_{O_S}$$

Les deux roues dynamométriques mesurent chacune le torseur dynamique exprimé à l'origine des roues arrière droite,  $\{T_D\}$ , et gauche,  $\{T_G\}$  :

$$\{T_D\}_{O_D} = \begin{Bmatrix} \vec{F}_{mcD} \\ \vec{M}_D \end{Bmatrix}_{O_D}$$

et :

$$\{T_G\}_{O_G} = \begin{Bmatrix} \vec{F}_{mcG} \\ \vec{M}_G \end{Bmatrix}_{O_G}$$

Les éléments de réduction de ces torseurs (forces et moments) peuvent être exprimés dans le référentiel lié au fauteuil  $R_f$  en utilisant les matrices de passage suivantes :

- $M_{R_S}^{R_f}$  pour le dynamomètre fixé sous le siège ;
- $M_{R_D}^{R_f}$  et  $M_{R_G}^{R_f}$  pour les roues dynamométriques droite et gauche, respectivement.

### 3-2-3-3. Détermination du centre de pression

#### 3-2-3-3-1. Cas d'une plate-forme de forces classique

Les coordonnées ( $X_P$ ,  $Y_P$  et  $Z_P$ ) du centre de pression  $P$  des efforts appliqués sur une plate-forme de forces classique sont calculées dans le référentiel lié à la plate-forme en admettant que le sujet n'exerce aucun moment autour des deux axes ( $X$  et  $Z$ ) définissant le plan supérieur du plateau (Duboy *et al.*, 1994) :

$$\left(\overline{OP}\right) = \begin{pmatrix} X_P = \frac{Y_P F_X + M_Z}{F_Y} \\ Y_P \\ Z_P = \frac{Y_P F_Z - M_X}{F_Y} \end{pmatrix} \quad (m)$$

où  $F_X$ ,  $F_Y$ ,  $F_Z$ ,  $M_X$  et  $M_Z$  sont mesurés directement par le dynamomètre et  $Y_P$  est connue et constante, car elle correspond à la coordonnée de la surface du plateau sur laquelle est appliqué l'effort.

### 3-2-3-3-2. Application au dynamomètre six composantes fixé sous le siège

Dans le cas du dynamomètre fixé sous le siège, le sujet ne peut exercer aucun moment autour des deux axes définissant le plan supérieur du plateau ( $X_S$  et  $Z_S$ ) : les hypothèses simplificatrices précédentes sont donc applicables. De plus, la coordonnée de la surface du plateau étant nulle, l'écriture des coordonnées de  $P_S$  se simplifie :

$$\left(\overline{O_S P_S}\right)_{R_S} = \begin{pmatrix} X_{P_S} = \frac{M_{Z_S}}{F_{Y_S}} \\ 0 \\ Z_{P_S} = \frac{-M_{X_S}}{F_{Y_S}} \end{pmatrix} \quad (m)$$

Connaissant la position de l'origine de  $R_S$  ( $O_S$ ) dans le référentiel lié au fauteuil ( $R_f$ ), notée  $\left(\overline{O_f O_S}\right)_{R_f}$ , les coordonnées du centre de pression des efforts exercés sur le siège, exprimées dans  $R_f$ , s'écrivent :

$$\left( \overrightarrow{O_f P_s} \right)_{R_f} = \left( \overrightarrow{O_f O_s} \right)_{R_f} + M_{R_s}^{R_f} \begin{pmatrix} \frac{M_{Z_s}}{F_{Y_s}} \\ 0 \\ -\frac{M_{X_s}}{F_{Y_s}} \end{pmatrix} \quad (m)$$

### 3-2-3-3. Application aux roues dynamométriques

Dans le cas de l'application d'un effort sur la main courante, lors de la locomotion en fauteuil roulant, le sujet peut exercer des moments dans les trois directions qui correspondent au couple local  $\vec{M}_p$ .  $\vec{M}_p$  n'étant pas négligeable, le centre de pression ne peut pas être calculé suivant la méthode classique (Asato *et al.*, 1993, Rodgers *et al.*, 1994, Wu *et al.*, 1998, Sabick *et al.*, 2001). Une autre méthode a été proposée par Sabick *et al.* (2001), utilisant l'angle  $\phi$  entre l'axe  $X$  du référentiel lié à la roue et la composante radiale ( $\vec{F}_{rad}$ ) de la force appliquée sur la main courante (voir figure 15, p58).

Les trois composantes du moment calculé au centre de la roue ( $M_X$ ,  $M_Y$  et  $M_Z$ ) sont écrites en fonction des forces appliquées, de l'angle  $\phi$ , du rayon de la main courante  $R_{mc}$ , de la coordonnée  $Z_{PA}$  et des trois composantes de  $\vec{M}_p$ ,  $M_{Px}$ ,  $M_{Py}$  et  $M_{Pz}$  :

$$\begin{pmatrix} M_X \\ M_Y \\ M_Z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_Z R_{mc} \sin \phi + F_Y Z_{PA} + M_{Px} \\ F_Z R_{mc} \cos \phi + F_X Z_{PA} + M_{Py} \\ -F_X R_{mc} \sin \phi - F_Y R_{mc} \cos \phi + M_{Pz} \end{pmatrix} \quad (N.m)$$

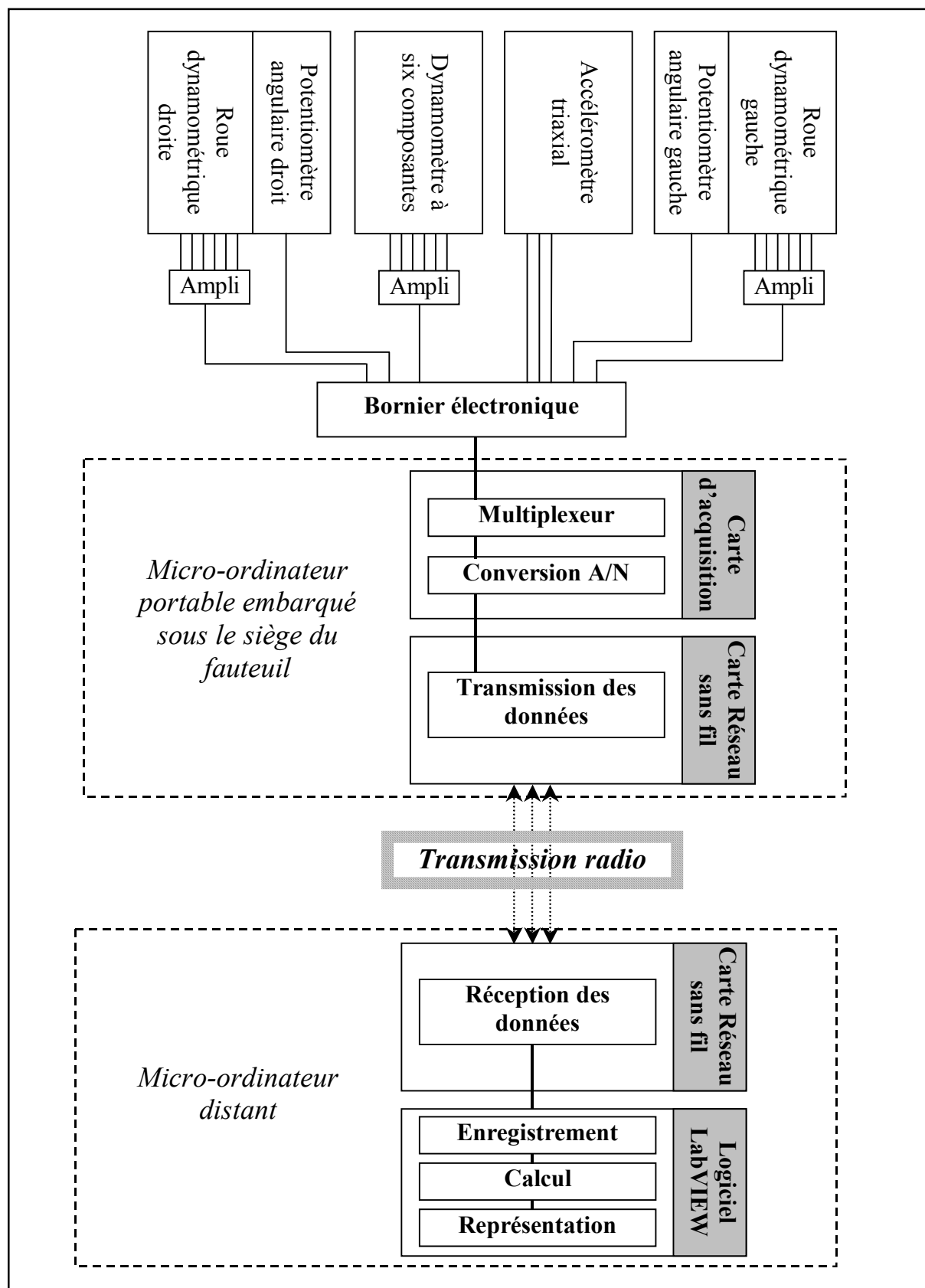
En négligeant successivement une ou plusieurs composantes de  $\vec{M}_p$ , ces auteurs ont pu calculer l'angle  $\phi$ , puis les coordonnées du centre de pression  $P$ . Cependant, cette méthode n'est pas satisfaisante dans le cas de l'application d'un effort sur les mains courantes car, en fonction des sujets, non seulement le couple local  $\vec{M}_p$  ne peut être négligé, mais en plus il n'est pas appliqué de la même manière (Sabick *et al.*, 2001). Plusieurs auteurs (Veeger *et al.*, 1992a, 1992b et 1992c, Cooper *et al.*, 1997, Sabick *et al.*, 2001) ont utilisé un système

d'analyse cinématique externe afin de repérer un des os du métacarpe (du premier au troisième inclus, suivant les auteurs) choisi arbitrairement comme le point d'application des efforts sur la main courante. Cette dernière méthode de détermination possède le double désavantage d'être imprécise et inutilisable lors d'expérimentations sur le terrain.

L'objectif de cette étude étant d'analyser la locomotion en fauteuil roulant dans des situations réelles de déplacement, l'utilisation d'un système d'analyse cinématique externe pour déterminer le point d'application sur les mains courantes était exclue. De plus, comme il n'existe actuellement pas de méthode de calcul satisfaisante des coordonnées de  $P$  à partir des seules mesures des roues dynamométriques, la position de la main du sujet sur la main courante n'a pas été déterminée dans cette étude.

### 3-3. Système d'acquisition des signaux

Le *FRE* était entièrement autonome, car il était équipé d'un système d'acquisition des données sans fil (figure 23) développé au sein du LIMOS (Dabonneville *et al.*, 2000, 2001 et 2004).



**Figure 23** Schéma fonctionnel du système d'acquisition des signaux fournis par les différents capteurs fixés sur le fauteuil roulant ergomètre.

- Branchement des capteurs

Un boîtier de connexion (*300x200x70 mm*) fixé sous le siège contenait une série de batteries permettant d'alimenter l'ensemble des capteurs embarqués sur le fauteuil en courant continu de  $\pm 5\text{ V}$  pendant environ deux heures. Il contenait également un bornier électronique permettant de connecter les vingt-trois voies différentielles des capteurs : dix-huit voies pour les capteurs de forces des trois dynamomètres à six composantes (les deux roues dynamométriques et la plate-forme de forces située sous le siège), trois voies pour l'accéléromètre tridimensionnel (une voie pour chaque direction) et deux voies pour les potentiomètres angulaires (une pour chaque roue).

- Acquisition et transmission des données

L'acquisition des données s'effectuait via un mini-ordinateur portable (modèle FMW 2902 F, *280x200x50 mm*, Fujitsu, Japon) situé entre le boîtier de connexion et le siège. Les données analogiques provenant des capteurs étaient converties et enregistrées temporairement sur le mini-ordinateur embarqué, grâce à une carte de conversion analogique-numérique seize bits (modèle AI-16XE-50, National Instruments, U.S.A.). Les données étaient ensuite transmises à l'aide de cartes pour réseau sans fil (IEEE 802.11b) et enregistrées sur un micro-ordinateur distant. Les logiciels d'acquisition, de transmission (TCP/IP) et de visualisation des données ont été réalisés avec LabVIEW<sup>®</sup> 5.1 (National Instruments, USA).

## Résumé du chapitre 3

*Le Fauteuil Roulant Ergomètre a été construit au L.M.P. sur la base d'un fauteuil roulant standard équipé de plusieurs capteurs :*

- *Deux roues dynamométriques mesurant les six composantes du torseur des efforts exercés par le sujet sur les mains courantes ;*
- *Un dynamomètre à six composantes mesurant le torseur des efforts exercé par le sujet sur le siège ;*
- *Un accéléromètre tri-axial fixé sous le siège mesurant les accélérations du fauteuil ;*
- *Deux potentiomètres mesurant la position angulaire de chacune des roues arrière par rapport au châssis du fauteuil.*

*Le Fauteuil Roulant Ergomètre était équipé d'un système d'acquisition sans fil développé au L.I.M.O.S permettant d'enregistrer les données mesurées sur un ordinateur distant. Ces mesures ont été utilisées pour calculer les grandeurs mécaniques pertinentes du modèle mécanique :*

- $\vec{F}_m$  grâce aux roues dynamométriques et aux potentiomètres angulaires ;
- $\vec{\Gamma}_{G_f}^R$  grâce à l'accéléromètre triaxial ;
- $\vec{F}_{ra}$  grâce au dynamomètre fixé sous le siège et à l'accéléromètre.



## ***4. Partie expérimentale***

Cette partie présente la mise en oeuvre sur le terrain de la modélisation mécanique présentée précédemment (voir figure 17, p66). Quatre expérimentations complémentaires ont été réalisées :

- L'étalonnage en laboratoire de l'ensemble des capteurs embarqués sur le fauteuil ;
- La détermination du modèle d'estimation de la résultante des forces de freinage appliquée sur le système sujet-fauteuil ;
- La validation du modèle d'analyse cinématique des déplacements du fauteuil en situation réelle de locomotion sur un plan horizontal ;
- La mise en relation de la cinématique du fauteuil et des données dynamiques mesurées en situation réelle de locomotion sur un plan horizontal.

### **4-1. Etalonnage des capteurs**

Mesurer l'ensemble des paramètres mécaniques de la locomotion en fauteuil roulant dans des conditions réelles de déplacement nécessite d'équiper l'ergomètre d'un ensemble de capteurs dont les caractéristiques et le mode de fixation sur le fauteuil sont différents (voir chapitre 3-2, p69). Il est ainsi nécessaire de réaliser des étalonnages afin d'obtenir les grandeurs mécaniques souhaitées : par exemple, les accélérations du fauteuil à partir des mesures de l'accéléromètre triaxial fixé sous le siège, ou les efforts appliqués par le sujet sur les mains courantes à partir des mesures des roues dynamométriques. Ces étalonnages ont donné lieu à plusieurs expérimentations réalisées en laboratoire qui utilisaient à chaque fois le système d'acquisition présenté précédemment (voir chapitre 3-3, p84).

## 4-1-1. Etalonnage de l'accéléromètre et des potentiomètres angulaires

### 4-1-1-1. Détermination des offsets de l'accéléromètre

L'accéléromètre mesure l'accélération du point  $A$  et la gravité (voir chapitre 3-2-1, p70). Au repos, la mesure  $X_{Amax}$  (Volts) est obtenue si le capteur est orienté de telle sorte que la gravité soit entièrement mesurée en positif sur l'axe  $X_A$ . De même,  $X_{Amin}$  (Volts) correspond à la mesure du capteur lorsque la gravité est entièrement mesurée en négatif sur l'axe  $X_A$ . La différence entre les deux valeurs ( $X_{Amax} - X_{Amin}$ ) correspond à deux fois la gravité et permet de calculer la sensibilité expérimentale ( $S_{X_{expé}}$ ) du capteur suivant l'axe  $X_A$  :

$$S_{X_{expé}} = \frac{X_{Amax} - X_{Amin}}{2} \quad (V/g)$$

L'offset du capteur, c'est-à-dire la valeur du signal continu produit lorsqu'il n'est pas sollicité ( $O_X$ ), a été calculé en effectuant la moyenne des valeurs  $X_{Amin}$  et  $X_{Amax}$  :

$$O_X = \frac{X_{Amax} + X_{Amin}}{2} \quad (V)$$

	Min (V)	Max (V)	$S_{expé}$ (V/g)	$S_{const}$ (V/g)	<b>O (V)</b>
$X_A$	-0,211	0,187	0,199	0,1985	<b>-0,012</b>
$Y_A$	-0,093	0,305	0,199	0,199	<b>0,106</b>
$Z_A$	-0,171	0,231	0,201	0,201	<b>0,030</b>

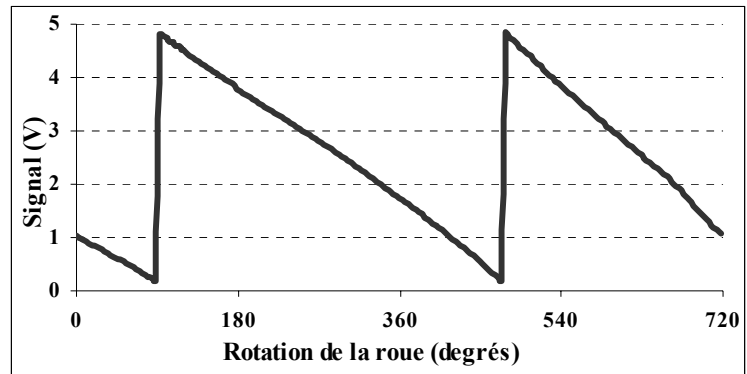
**Tableau 5** Détermination des caractéristiques de l'accéléromètre (Offsets et sensibilités) à partir des valeurs minimales et maximales mesurées en statique sur chacun des axes du capteur (Min et Max exprimés en Volts).

Ces mesures (Min et Max) ont été réalisées pour chacun des trois axes de l'accéléromètre avec une fréquence d'échantillonnage de 1000 Hz afin de calculer les offsets des trois capteurs (tableau 5). Les valeurs de sensibilités expérimentales obtenues ( $S_{expé}$ ) ont été comparées avec les sensibilités données par le constructeur ( $S_{const}$ ). Le très faible écart entre ces valeurs de sensibilité a permis de vérifier que la méthode de détermination des

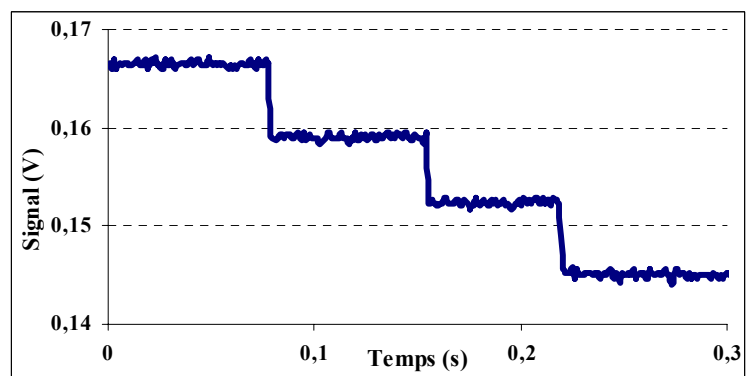
valeurs *Min* et *Max* était suffisamment précise pour calculer les offsets. Cependant, c'est la sensibilité donnée par le constructeur qui a été utilisée pour la conversion en unités S.I..

#### 4-1-1-2. Détermination des sensibilités et offsets des potentiomètres angulaires

Une acquisition avec une fréquence d'échantillonnage élevée (1000 Hz) et une vitesse constante de rotation de la roue a mis en évidence que les potentiomètres angulaires (voir chapitre 3-2-3, p76) délivraient une tension par paliers en fonction de la position angulaire (figures 24 et 25). La précision du capteur correspondait donc à l'amplitude entre deux paliers, c'est-à-dire  $\pm 0,55^\circ$ .



**Figure 24** Signal du potentiomètre (V) lors de deux tours de roue consécutifs.



**Figure 25** Signal du potentiomètre (V) pour un déplacement angulaire de  $2^\circ$  sur une durée de 0,3 s.

La sensibilité des potentiomètres angulaires n'était pas fournie par le constructeur et a dû être déterminée. Le signal de chaque potentiomètre a été enregistré à une fréquence de 1000 Hz pendant une dizaine de tours à une vitesse constante (environ un tour par minute) de façon à enregistrer environ quatre-vingts points par palier, soit près de huit cents valeurs sur l'enregistrement complet. Le traitement des données a permis d'identifier les valeurs de tension minimale ( $U_{min}$ ) et maximale ( $U_{max}$ ) des deux paliers correspondant respectivement aux positions  $0^\circ$  et  $359,5^\circ$  mesurées par les potentiomètres. Les valeurs  $U_{min}$  et  $U_{max}$  retenues correspondaient au mode statistique de

toutes les valeurs mesurées pour chacun de ces paliers (tableau 6). La sensibilité ( $S$ ) de chaque potentiomètre a été déterminée de la façon suivante :

$$S = \frac{U_{\max} - U_{\min}}{360} \quad (V/\text{degré})$$

	$U_{\max} (V)$	$U_{\min} (V)$	Sensibilité ( $V/\text{degré}$ )
Potentiomètre droit	4,8315	0,1424	$S_D = 0,1303$
Potentiomètre gauche	4,8447	0,1450	$S_G = 0,1305$

**Tableau 6** Caractéristiques des potentiomètres angulaires.

Les potentiomètres ayant été fixés de manière quelconque sur les axes des roues, il a été nécessaire de déterminer la valeur angulaire correspondant à l'orientation du référentiel de chacune des roues. Cette mesure, réalisée à l'aide d'un fil à plomb, a permis de déterminer ces positions :  $152,7^\circ$  pour la roue droite et  $113,7^\circ$  pour la roue gauche. Les angles  $\delta$  et  $\varphi$  de rotation des roues droite et gauche, respectivement, ont ensuite été calculés de la façon suivante :

$$\delta = \frac{U_D}{S_D} - 152,7 \quad (\text{degrés})$$

et :

$$\varphi = \frac{U_G}{S_G} - 113,7 \quad (\text{degrés})$$

où  $U_D$  et  $U_G$  représentent les tensions enregistrées par les potentiomètres droit et gauche, respectivement.

#### 4-1-2. Etalonnage des dynamomètres à six composantes

##### 4-1-2-1. Principe général de l'étalonnage d'un dynamomètre à six composantes

L'étalonnage consiste à appliquer sur le plateau du dynamomètre une force ( $\vec{F}$ ) dont la direction et le sens sont contrôlés. La norme de  $\vec{F}$  est mesurée par un capteur de force industriel étalonné et les coordonnées du point d'application sont mesurées précisément.

L'opération est réalisée en plusieurs points du plateau du dynamomètre avec différentes forces dont la norme se situe à l'intérieur de la gamme d'efforts pour laquelle le dynamomètre a été conçu. Lorsque  $\vec{F}$  est appliqué en  $A$ , le moment résultant créé en  $O$  (origine du référentiel du dynamomètre, choisie arbitrairement au moment de l'étalonnage) est alors calculé :

$$\vec{M}_O(\vec{F}) = \vec{OA} \wedge \vec{F}$$

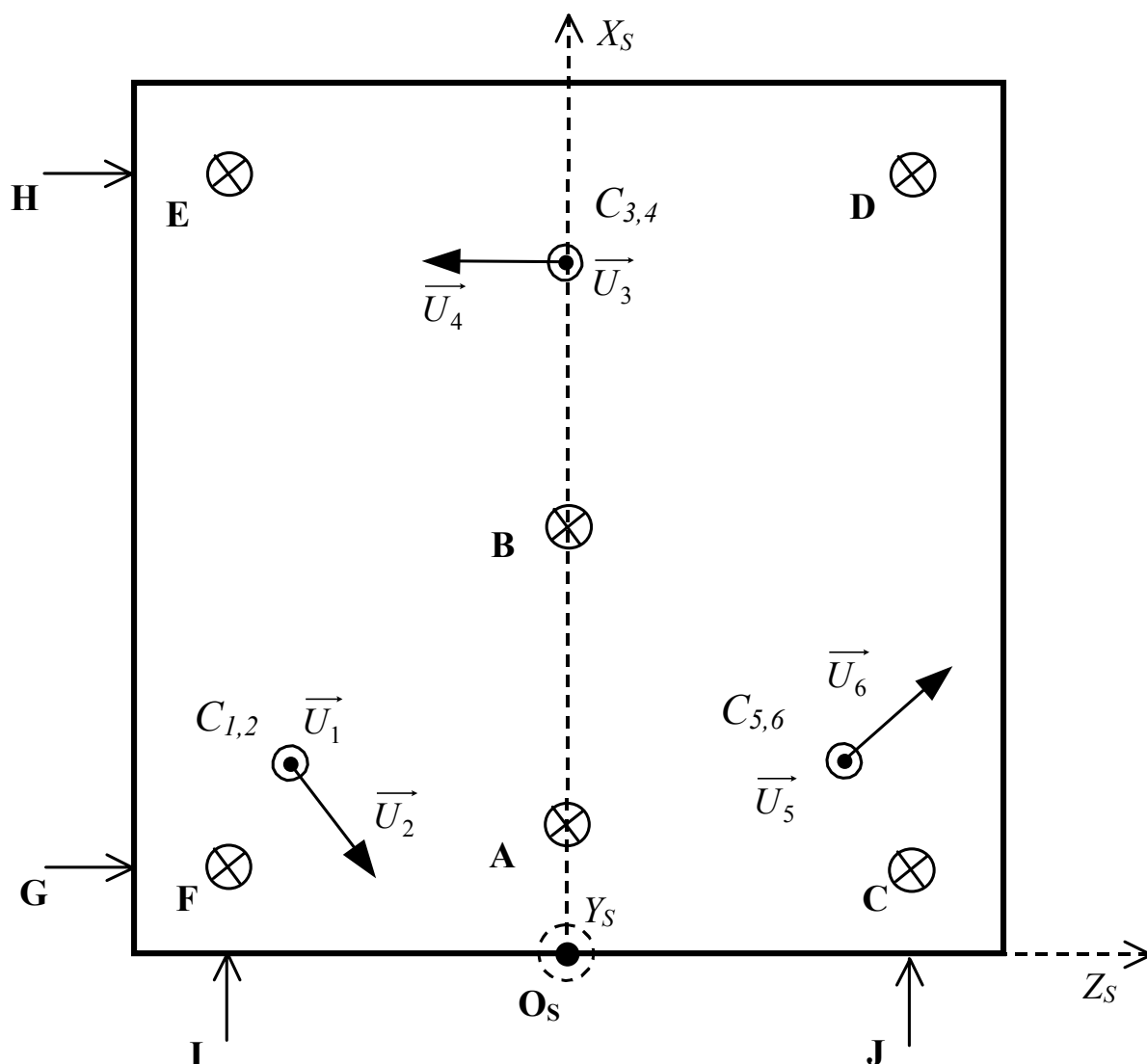
Les six composantes ( $F_X, F_Y, F_Z, M_X, M_Y$  et  $M_Z$ ) du torseur des efforts au point  $O$ ,  $\{T\}_O$ , appliqué lors de l'étalonnage, sont donc connues. Simultanément, les signaux ( $m_i$ ) en (V/V) produits par les six capteurs du dynamomètre sont enregistrés sur un micro-ordinateur équipé d'une carte d'acquisition. Chaque point de mesure permet d'obtenir un système de six équations linéaires à six inconnues chacune. Les systèmes d'équations à trente-six inconnues obtenus pour chaque point de mesure ont permis de calculer, par régression linéaire multiple, les trente-six coefficients de la matrice de sensibilité  $[S]$  :

$$\{T\}_O = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}_O = [S] [m_i]$$

#### 4-1-2-2. Dynamomètre fixé sous le siège

##### 4-1-2-2-1. Détermination de la matrice de sensibilité, $[S]_s$

Les coordonnées des positions de chaque capteur (voir tableaux en annexe) constituant le dynamomètre à six composantes sont données par rapport au référentiel lié au siège ( $R_s$ , figure 26). Lors de l'étalonnage, deux essais de chargement ont été réalisés sur chacun des dix points d'étalonnage (voir tableaux en annexe) : six ont été utilisés pour le chargement dans la



**Figure 26** Représentation du dynamomètre du siège (échelle : 1/3) avec ses trois capteurs ( $C_{1,2}$ ,  $C_{3,4}$  et  $C_{5,6}$ ) son référentiel  $R_S$  et les points de chargement utilisés lors de l'étalonnage (A, B, C, D, E, F, G, H, I et J).

direction de l'axe  $Y_S$  et quatre pour les chargements horizontaux (deux dans la direction de  $X_S$  et deux dans la direction de  $Z_S$ ). Les essais ont été effectués en charge-décharge : à partir d'une valeur nulle, la force appliquée augmentait progressivement jusqu'à atteindre une valeur maximale d'environ  $1000\text{ N}$  pour les chargements selon l'axe ( $Y_S$ ) et  $600\text{ N}$  pour les chargements dans le plan ( $O_S X_S Z_S$ ) ; puis la force diminuait progressivement jusqu'au retour à zéro. Les deux mille trois cent vingt valeurs ainsi obtenues ont permis de calculer la matrice géométrique,  $[G]_S$ , (voir tableaux en annexe), ainsi que les coefficients de sensibilité  $k_{i_s}$  de

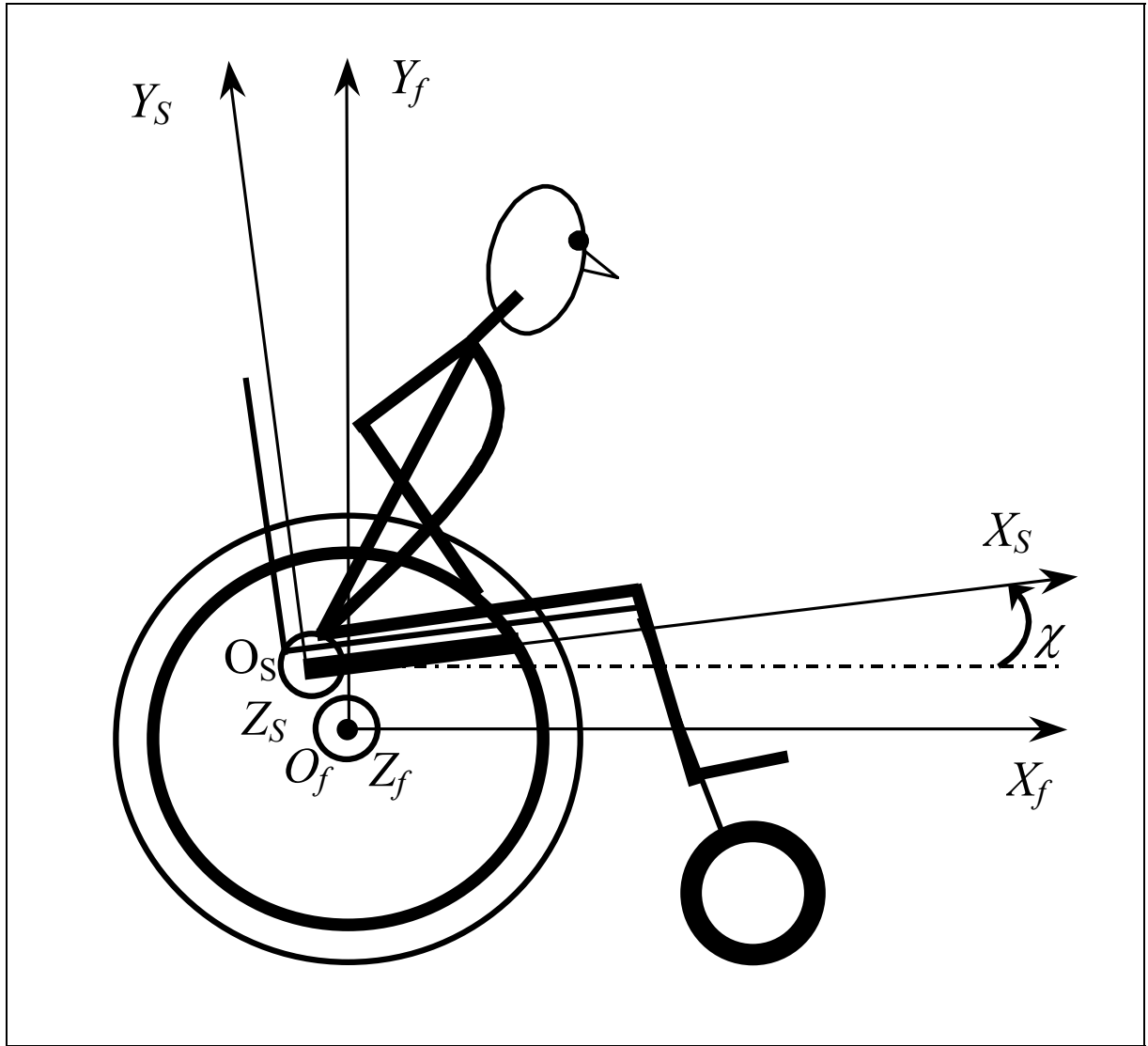
chacun des capteurs du siège (voir tableaux en annexe). La matrice de sensibilité  $[S]_s$  a ensuite été calculée en multipliant  $[G]_s$  avec le vecteur  $[k_{i_s}]$  (voir tableaux en annexe) :

$$[S]_s = [G]_s [k_{i_s}]$$

Les résultats de l'étalonnage montrent que tous les capteurs mesurent une part plus ou moins importante de chacune des composantes du torseur appliqué. Il est en effet pratiquement impossible de placer un capteur exactement dans la direction de l'effort qu'il est supposé mesurer. Cette réalité, qui est un inconvénient dans le cas de la mesure d'une force avec un capteur à une seule composante, n'a aucune importance dans le cas de la mesure d'un torseur avec un dynamomètre à six composantes, à condition de ne négliger aucun capteur dans le calcul de chacune des composantes du torseur appliqué. Les méthodes d'étalonnage et de calcul des coefficients de sensibilité des capteurs, utilisées dans cette étude, prennent en compte la réalité du fonctionnement du dynamomètre. Selon ce principe, il serait par exemple tout à fait possible de construire et d'étalonner un dynamomètre à six composantes dont les six capteurs seraient disposés de manière quelconque, à condition toutefois qu'ils soient tous orientés dans des directions différentes (Couétard, 2000).

#### **4-1-2-2-2. Détermination de $M_{R_s}^{R_f}$**

Le dynamomètre du siège a été fixé sur le fauteuil de telle sorte que le socle soit solidaire du châssis et que le siège soit solidaire du plateau supérieur. De par les réglages du fauteuil (angle de l'assise et écartement des roues avant et arrière, notamment), le référentiel  $R_s$  est légèrement incliné vers l'arrière (figure 27). Il était donc nécessaire de connaître cette inclinaison afin d'exprimer le torseur appliqué par le sujet sur le siège dans le référentiel lié au fauteuil,  $R_f$ . Cette rotation d'angle  $\chi$  autour de l'axe  $Z_f$  implique d'utiliser la matrice de passage  $M_{R_s}^{R_f}$ , entre  $R_s$  et  $R_f$ , qui s'écrit ainsi :



**Figure 27** Représentation schématique de l'angle  $\chi$  entre les référentiels lié au fauteuil,  $R_f$  ( $O_f, X_f, Y_f, Z_f$ ), et lié au dynamomètre fixé sous le siège,  $R_s$  ( $O_s, X_s, Y_s, Z_s$ ).

$$M_{R_s}^{R_f} = \left( [\vec{i}_s]_{R_f}, [\vec{j}_s]_{R_f}, [\vec{k}_s]_{R_f} \right)$$

avec :

$$M_{R_s}^{R_f} = \begin{bmatrix} \cos \chi & -\sin \chi & 0 \\ \sin \chi & \cos \chi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Les fonctions trigonométriques de l'angle  $\chi$  sont calculées à partir des composantes du poids selon les axes  $Y_s$  et  $X_s$  du référentiel lié au siège lorsque des masses inertes (disques d'haltérophilie, de poids total,  $P_m = 686 \text{ N}$ ) sont disposées sur le siège du fauteuil immobile :

$$\cos \chi = \frac{P_{Y_s}}{P_m}$$



et :

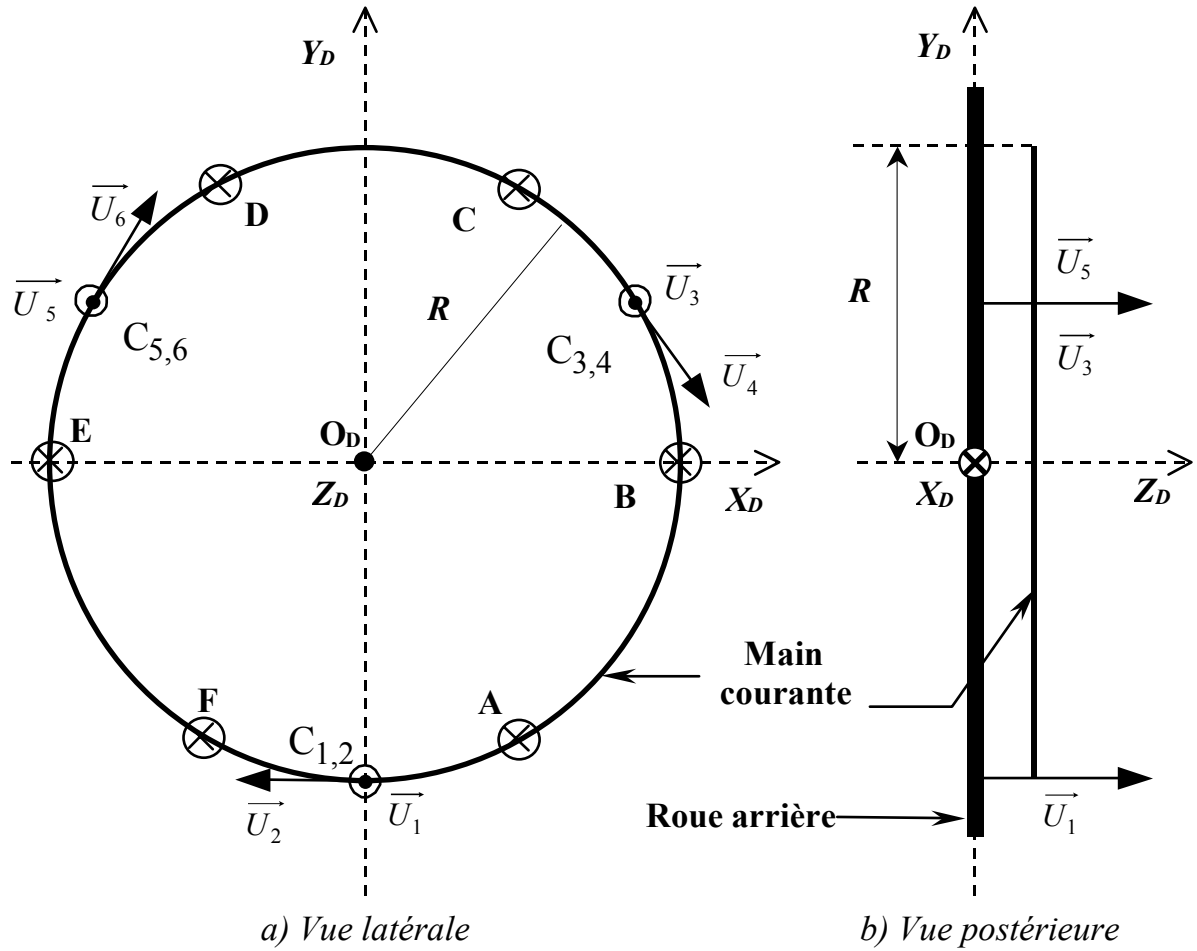
$$\sin \chi = \frac{P_{X_S}}{P_m}$$

La mesure des deux composantes,  $P_{X_S}$  et  $P_{Y_S}$ , du poids des disques d'haltérophilie a été réalisée cinq fois pendant cinq secondes à une fréquence d'échantillonnage de  $500 \text{ Hz}$ . La valeur moyenne de  $\chi$ ,  $1,8 \pm 0,1^\circ$  (soit  $0,032 \pm 0,002 \text{ rad}$ ) obtenue, a permis d'écrire la matrice de passage  $M_{R_S}^{R_f}$  entre le référentiel lié à la plate-forme du siège  $R_S$  et le référentiel du fauteuil  $R_f$ .

### 4-1-2-3. Roues dynamométriques

#### 4-1-2-3-1. Détermination des matrices de sensibilité, $[S]_D$ et $[S]_G$

Les roues dynamométriques sont constituées de trois capteurs bidirectionnels fixés sur la jante et supportant la main courante par l'intermédiaire d'un anneau en aluminium. Les référentiels associés à chaque roue dynamométrique,  $R_D (O_D, X_D, Y_D, Z_D)$  pour la roue droite et  $R_G (O_G, X_G, Y_G, Z_G)$  pour la roue gauche, possèdent un axe commun avec  $R_f$ : les axes  $Z_D$  et  $Z_G$  sont colinéaires et de même sens que l'axe  $Z_f$ , lié au fauteuil, qui passe par le centre de rotation des deux roues arrière (figures 28 et 29). Les coordonnées des positions des capteurs sont données dans le référentiel de chacune des deux roues (voir tableaux en annexe). Par commodité, les six points de fixation de la main courante sur l'anneau ont été utilisés pour l'étalonnage de chacun des dynamomètres. Deux essais de chargement ont été réalisés sur chacun des points d'étalonnage (voir tableaux en annexe): un dans la direction perpendiculaire au plan de la roue, suivant les axes  $Z_D$  et  $Z_G$  pour les roues droite et gauche, respectivement, et un second dans le plan de la roue suivant les axes  $X_D$  et  $Y_D$  pour la roue droite et  $X_G$  et  $Y_G$  pour la roue gauche. Comme pour le dynamomètre fixé sous le siège, les essais ont été effectués en charge-décharge jusqu'à une valeur maximale d'environ  $250 \text{ N}$ .



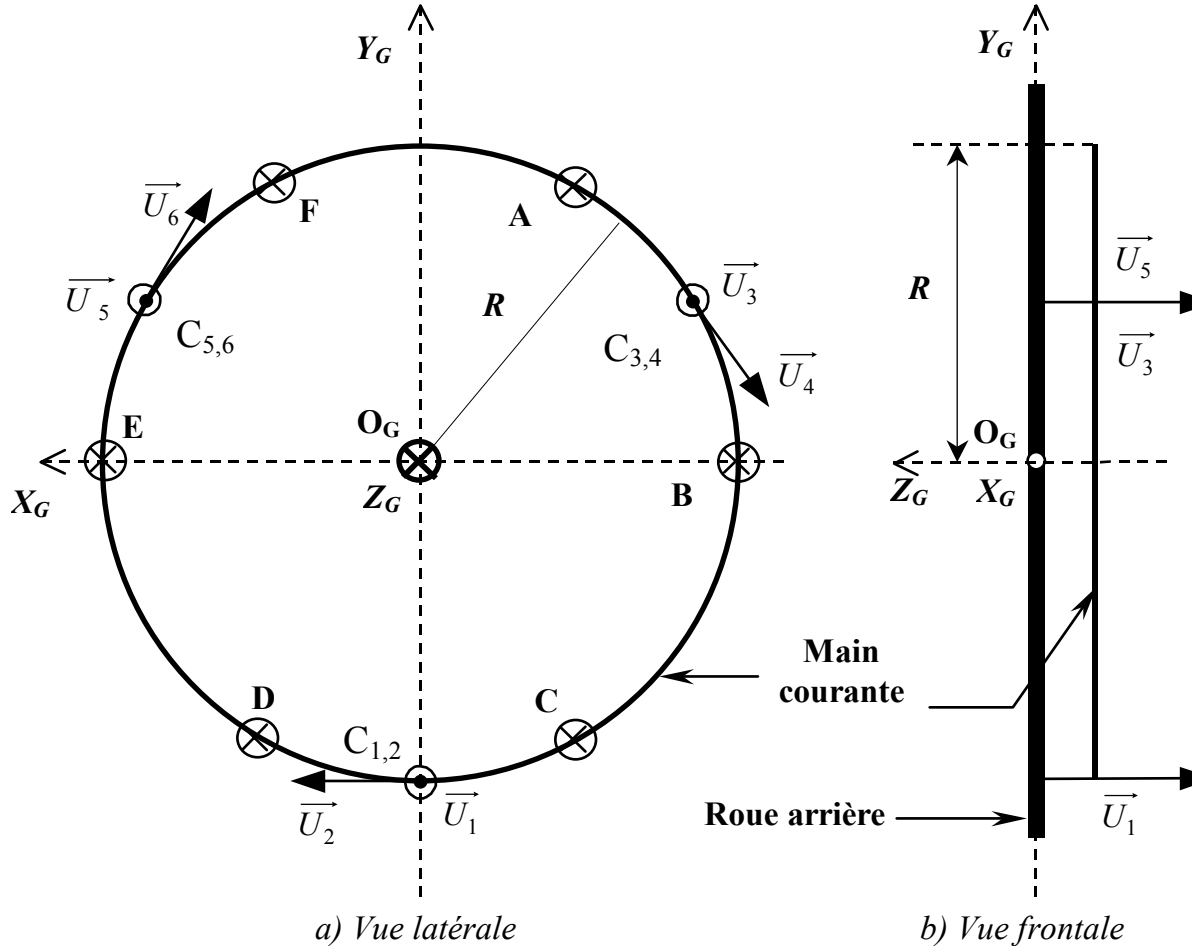
**Figure 28** Représentation des capteurs ( $C_{12}$ ,  $C_{34}$  et  $C_{56}$ ) du dynamomètre de la roue droite avec leurs vecteurs unitaires respectifs ( $\vec{u}_1$ ,  $\vec{u}_2$ ,  $\vec{u}_3$ ,  $\vec{u}_4$ ,  $\vec{u}_5$  et  $\vec{u}_6$ ) et les points d'application (A, B, C, D, E et F) des charges d'étalonnage, dans le référentiel  $R_D$  ( $O_D$ ,  $X_D$ ,  $Y_D$ ,  $Z_D$ ).

Les deux mille cinq cents valeurs obtenues pour chacune des deux roues ont été utilisées pour calculer les matrices géométriques,  $[G]_D$  et  $[G]_G$ , (voir tableaux en annexe), ainsi que les coefficients de sensibilité  $k_{i_D}$  et  $k_{i_G}$  de chacun des capteurs (voir tableaux en annexe). Les matrices de sensibilité  $[S]_D$  et  $[S]_G$  ont été obtenues par la multiplication des matrices géométriques par les vecteurs contenant les sensibilités de chaque capteur  $[k_{i_D}]$  et  $[k_{i_G}]$  (voir tableaux en annexe) :

$$[S]_D = [G]_D [k_{i_D}]$$

et :

$$[S]_G = [G]_G [k_{i_G}]$$



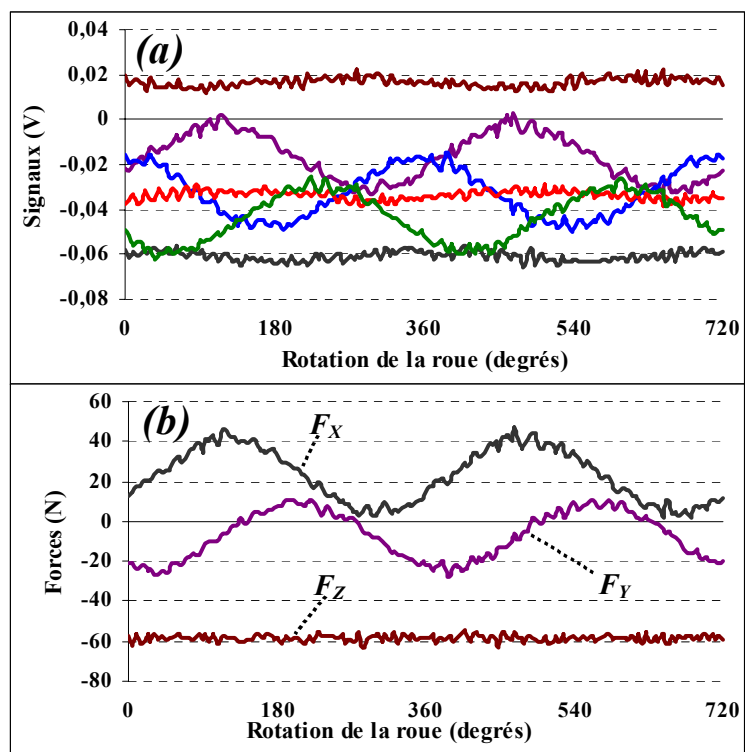
**Figure 29** Représentation des capteurs ( $C_{12}$ ,  $C_{34}$  et  $C_{56}$ ) du dynamomètre de la roue gauche avec leurs vecteurs unitaires respectifs ( $\vec{u}_1$ ,  $\vec{u}_2$ ,  $\vec{u}_3$ ,  $\vec{u}_4$ ,  $\vec{u}_5$  et  $\vec{u}_6$ ) et les points d'application (A, B, C, D, E et F) des charges d'étalonnage, dans le référentiel  $R_G$  ( $O_G$ ,  $X_G$ ,  $Y_G$ ,  $Z_G$ ).

#### 4-1-2-3-2. Influence de la rotation sur la mesure des capteurs des roues

##### dynamométriques

- Exposé du problème

Chacun des dynamomètres fixés sur les roues arrière mesure en permanence le poids de la main courante et de l'anneau suspendus aux capteurs de force. Bien que les composantes de cette force soient constantes dans le référentiel absolu  $R$ , toute variation de la position angulaire de la roue entraîne une variation de la répartition des composantes du poids de la main courante sur chacun des capteurs qui composent le dynamomètre. Chaque capteur délivre aussi une composante continue, assimilable à un offset électrique, qui, à la suite du passage dans la matrice de sensibilité de la roue dynamométrique, génère un effort « virtuel », constant dans le référentiel lié à la roue. Ainsi, en l'absence d'effort appliqué sur la main courante alors que celle-ci est en rotation, les signaux électriques issus des capteurs ne sont ni nuls, ni constants (figures 30a et 30b). Il est donc nécessaire de les soustraire, afin que les torseurs calculés à partir des mesures des deux roues dynamométriques représentent uniquement les actions réellement appliquées par le sujet sur les mains courantes.



**Figure 30** Evolution des signaux bruts des capteurs (a) d'une roue dynamométrique et des forces correspondantes (b) lors de deux tours consécutifs lorsque aucun effort n'était exercé sur la main courante.

Jusqu'à présent, ce problème propre à l'utilisation de roues dynamométriques a été traité de façons différentes selon les auteurs. Certains ont considéré que ce phénomène était négligeable pour leur système (Asato *et al.*, 1993), tout en indiquant qu'une méthode de correction basée sur la connaissance de la position et de la vitesse angulaire de la roue à tout instant serait intéressante à développer. D'autres auteurs (Rodgers *et al.*, 1998) ont utilisé un fichier d'offsets correspondant aux forces et moments mesurés en statique pour chaque position angulaire, lorsque aucun effort n'était appliqué sur la main courante. Seuls Wu *et al.* (1998) ont proposé une méthode de correction en estimant l'évolution des composantes des efforts « virtuels » calculés en fonction de la position angulaire de la roue, à l'aide d'un modèle sinusoïdal. Ces efforts « virtuels » étaient ensuite soustraits des efforts mesurés afin d'obtenir les efforts réels appliqués par le sujet sur les mains courantes au cours du déplacement étudié. Bien que cette méthode ait donné des résultats satisfaisants, il a semblé préférable de corriger directement les signaux électriques issus de chaque capteur avant le passage dans la matrice de sensibilité.

- Méthode d'étalonnage en rotation

Une acquisition simultanée à une fréquence d'échantillonnage de  $500\text{ Hz}$  des six capteurs du dynamomètre et du potentiomètre angulaire a été réalisée lorsque la roue effectuait plusieurs tours à vitesse quasiment nulle ( $0,1\text{ s}^{-1}$ ) et qu'aucun effort n'était exercé sur la main courante. L'influence de la vitesse a été étudiée à partir de mesures complémentaires réalisées pour cinq vitesses de rotation différentes des roues :  $3,3\text{ s}^{-1}$  ;  $6,6\text{ s}^{-1}$  ;  $9,9\text{ s}^{-1}$  ;  $13,2\text{ s}^{-1}$  et  $16,5\text{ s}^{-1}$ , correspondant à des vitesses de translation du fauteuil de  $1\text{ m.s}^{-1}$  ;  $2\text{ m.s}^{-1}$  ;  $3\text{ m.s}^{-1}$  ;  $4\text{ m.s}^{-1}$  et  $5\text{ m.s}^{-1}$ , respectivement. Chaque acquisition a duré environ six minutes, temps nécessaire à la roue pour effectuer au moins cinq tours complets.

La roue était entraînée à vitesse constante sur toute la durée de chaque acquisition à l'aide d'une perceuse électrique dont le mandrin reposait sur le pneu, afin qu'aucun effort ne

soit appliqué sur la main courante. Le pneu avait été légèrement dégonflé de telle sorte qu'aucune vibration issue du moteur de la perceuse ne perturbe les signaux des capteurs.

Environ deux cent cinquante points de mesure ont été obtenus pour chacune des sept cent vingt positions angulaires par tour de roue. Ces valeurs ont été utilisées pour calculer les vingt et un coefficients du polynôme de Fourier d'ordre dix permettant d'estimer la mesure de chaque capteur  $C_j$  ( $j$  allant de un à six) en fonction de la position angulaire de la roue :

$$C_j = a_j + \sum_{i=1}^{i=10} (b_{ij} \sin i\delta + c_{ij} \cos i\delta) + \varepsilon_j$$

où  $\delta$  était la position angulaire de la roue droite.

Le premier coefficient,  $a_j$ , correspond à la composante continue du signal de chaque capteur et ne dépend donc pas de la position angulaire de la roue. Il a été calculé en effectuant la moyenne de la réponse du capteur sur exactement cinq tours de roue. Afin d'étudier l'influence éventuelle de la vitesse sur ce terme, les valeurs de  $a_j$  obtenues pour les six vitesses de rotation ont été comparées entre elles à l'aide d'un test de Kolmogorov-Smirnoff.

Les vingt coefficients du deuxième terme,  $\sum_{i=1}^{i=10} (b_{ij} \sin i\delta + c_{ij} \cos i\delta)$ , estiment le signal de chacun des capteurs en fonction de la position angulaire de la roue. Le coefficient de détermination ( $R^2$ ) calculé pour chaque capteur a permis de vérifier que les valeurs estimées par le modèle mathématique suivaient bien l'évolution des valeurs mesurées en fonction de la position angulaire de la roue.

Le dernier terme,  $\varepsilon_j$ , représente le signal résiduel (bruit) calculé en retranchant les valeurs estimées par le modèle mathématique aux valeurs réelles mesurées par le capteur. Un test de Kolmogorov-Smirnoff a été utilisé afin de définir si les valeurs du signal résiduel vérifiaient la loi normale.

- Résultats

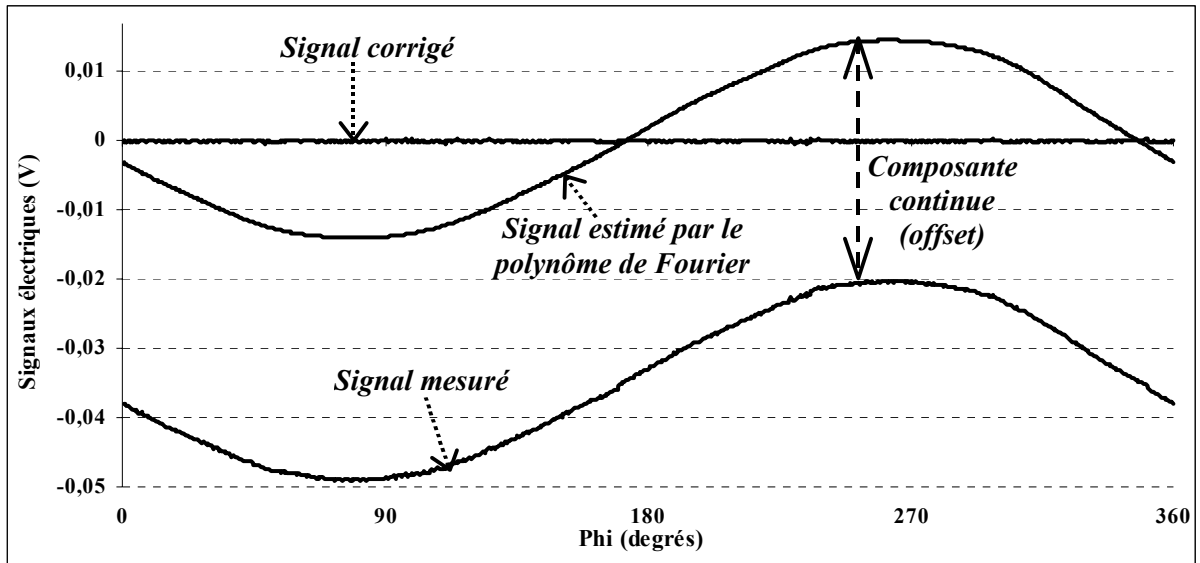
Cet étalonnage a permis de calculer les vingt coefficients de chacun des six capteurs de force montés sur chacune des deux roues dynamométriques (voir tableaux 30 et 31 en annexe). Les coefficients de détermination ( $R^2$ ) étaient tous supérieurs à 0,99, confirmant ainsi que le modèle utilisé estimait parfaitement l'évolution du signal de chaque capteur en fonction de la position angulaire de la roue. De plus, les signaux résiduels présentaient une répartition gaussienne et étaient de moyenne nulle (voir tableau 32 en annexe).

En outre, les résultats des tests de Kolmogorov-Smirnoff ont montré que les valeurs des composantes continues du signal de chaque capteur de chaque roue dynamométrique ne variaient pas en fonction de la vitesse de rotation (voir tableau 33 en annexe). Ce résultat a permis de ne pas tenir compte de la vitesse de rotation des roues dans le calcul du coefficient  $a_i$ , pour des vitesses angulaires inférieures ou égales à  $16,5 \text{ s}^{-1}$ , correspondant à des vitesses linéaires du fauteuil inférieures ou égales à  $5 \text{ m.s}^{-1}$ . Enfin, les comparaisons effectuées à l'aide des tests de Kolmogorov-Smirnoff ont permis d'accepter l'hypothèse d'égalité des six séries de données en fonction de la vitesse de rotation. Par conséquent, la vitesse de rotation des roues n'avait pas d'influence sur la détermination des coefficients  $b_i$  et  $c_i$  pour des vitesses de déplacement du fauteuil comprises entre 0 et  $5 \text{ m.s}^{-1}$ , c'est-à-dire pour la majorité des déplacements réalisés en fauteuil roulant manuel.

Ces résultats ont ensuite été utilisés pour calculer le torseur des efforts appliqués sur la main courante à partir de la correction des signaux électriques bruts mesurés par les capteurs, en suivant plusieurs étapes successives (figure 31) :

- Les composantes continues ont été calculées en moyennant les signaux de chacun des capteurs enregistrés au cours de cinq tours de roue réalisés sans aucun effort sur la main courante. Puis, ces composantes ont été soustraites de l'ensemble du signal de chaque capteur tout au long de l'enregistrement ;

- Les valeurs du signal de chaque capteur calculées par le polynôme de Fourier ont été retranchées de l'ensemble du signal enregistré pour chacune des positions angulaires de chaque roue mesurée par les potentiomètres ;
- Le torseur des efforts a été calculé grâce à la matrice de sensibilité  $[S_{ij}]$  de la roue dynamométrique.

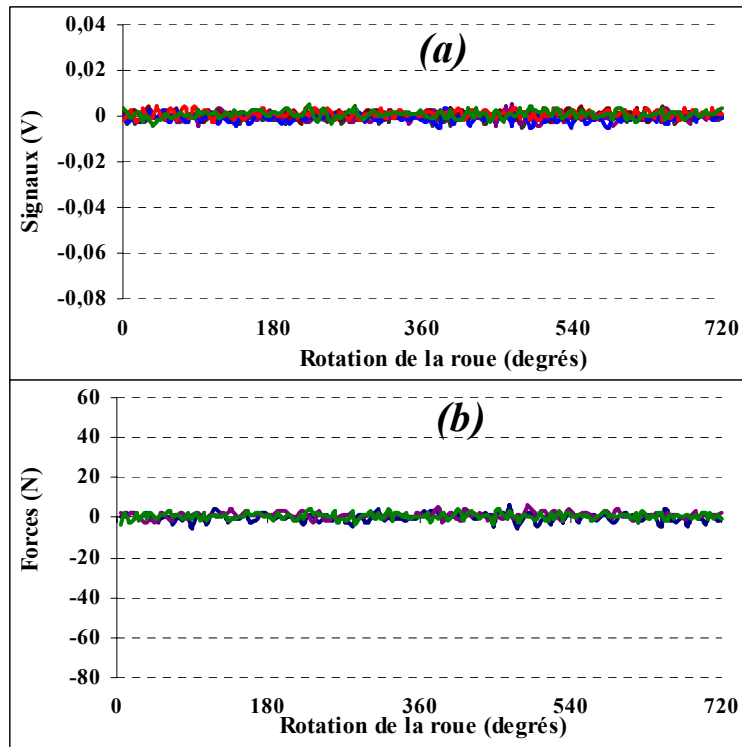


**Figure 31** Correction du signal d'un capteur d'une roue dynamométrique mesuré sur un tour complet lorsque aucun effort n'était appliqué. La correction a consisté à retrancher du signal mesuré la composante continue (offset) et le signal calculé à l'aide du polynôme de Fourier.

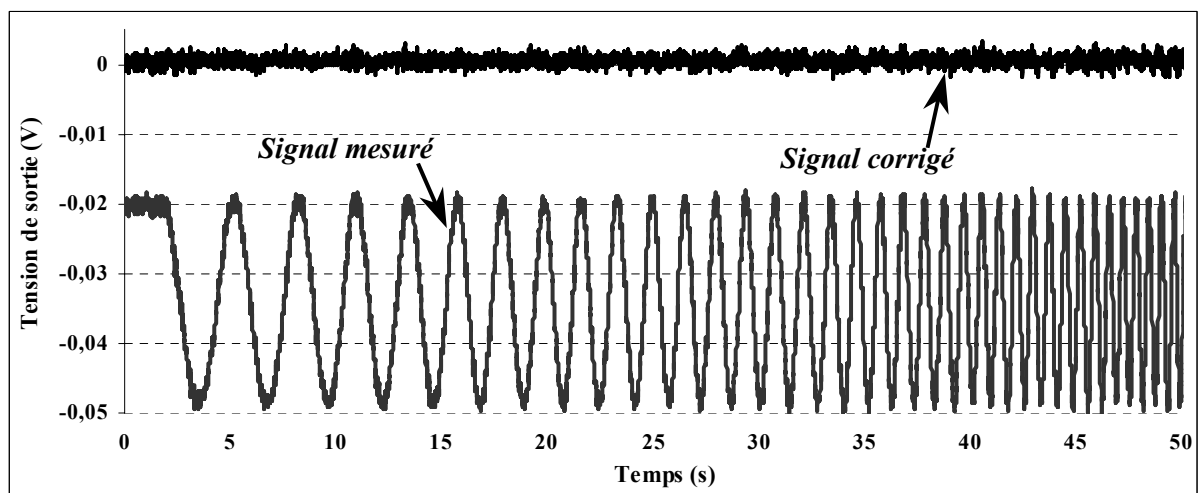
L'efficacité de cette méthode de correction a été vérifiée en traçant l'évolution temporelle des signaux corrigés et des forces correspondantes au cours de différents enregistrements :

- Les forces calculées étaient bien nulles lorsque aucun effort n'était appliqué sur la main courante et que la roue tournait à une vitesse angulaire constante de  $3,3 \text{ s}^{-1}$  (figure 32).
- Les forces calculées étaient bien nulles lorsque aucun effort n'était appliqué sur la main courante et que la roue tournait à une vitesse angulaire variable de 0 à  $16,5 \text{ s}^{-1}$  (figure 33).





**Figure 32** Evolution des signaux corrigés (a) et des forces correspondantes (b) des capteurs d'une roue dynamométrique lorsque aucun effort n'était exercé sur la main courante lors de deux tours consécutifs à une vitesse constante de rotation de  $3,3 \text{ s}^{-1}$ .



**Figure 33** Evolution des signaux du capteur  $C_2$  de la roue dynamométrique gauche avant et après correction, lors d'une rotation à une vitesse angulaire variable de la roue 0 à  $16,5 \text{ s}^{-1}$  alors qu'aucun effort n'est exercé sur la main courante.

## Résumé du chapitre 4-1.

*Avant de réaliser des mesures sur le terrain, il a été nécessaire d'étalonner la plupart des capteurs afin de déterminer leurs caractéristiques métrologiques, en tenant compte de leur mode de fixation sur le Fauteuil Roulant Ergomètre.*

*Les trois dynamomètres à six composantes ont d'abord été étalonnés en statique afin de déterminer leurs matrices de sensibilité, indispensables au calcul des torseurs des efforts exercés au niveau des roues et du siège. Les roues dynamométriques ont également été étalonnées en dynamique afin de soustraire le poids des mains courantes en rotation du torseur mesuré et d'obtenir ainsi l'effort réellement appliqué par le sujet lors de la propulsion. Ensuite, pour exprimer les grandeurs mesurées dans le référentiel lié au fauteuil, il a été nécessaire de déterminer l'inclinaison du dynamomètre sous le siège et l'orientation de référence des deux potentiomètres angulaires par rapport au châssis. Enfin, les sensibilités des potentiomètres et les « offsets » de l'accéléromètre, non fournis par leurs constructeurs respectifs, ont été déterminés grâce à quelques expérimentations simples.*

## 4-2. Détermination de la résultante des forces de freinage

### 4-2-1. Introduction

Comme la résultante des forces de freinage ( $F_{ra}$ ) est une grandeur essentielle de la modélisation mécanique de la locomotion en fauteuil roulant (voir figure 17, p66), il était nécessaire de la déterminer lors des expérimentations réalisées sur le terrain avec le fauteuil roulant ergomètre autonome. Les méthodes antérieures utilisées pour le calcul de  $F_{ra}$  s'étant révélées à la fois imprécises et incomplètes, ce chapitre décrit une nouvelle méthode d'évaluation de  $F_{ra}$  sur le terrain, ainsi que la validation du modèle mathématique permettant de prédire la valeur de  $F_{ra}$  au cours du déplacement du fauteuil, en fonction de sa vitesse, de la réaction normale et de la répartition de la masse du système sujet-fauteuil sur les roues avant.

#### 4-2-1-1. Méthodes antérieures de détermination de $F_{ra}$

Une des premières méthodes de référence pour la détermination de  $F_{ra}$  a été mise en œuvre en laboratoire (Brubaker *et al.*, 1986 ; van der Woude *et al.*, 1986) : un sujet se tenait immobile dans un fauteuil placé sur un tapis roulant et  $F_{ra}$  était mesurée directement à l'aide d'un capteur de force fixé sur un système rigide qui maintenait le fauteuil (méthode du « *drag-test* »). Cette méthode précise est particulièrement adaptée aux études sur tapis roulant, mais ces résultats sont difficilement transposables aux conditions réelles de déplacement sur le terrain. Il en est de même pour une autre méthode de type cinétique qui consiste à calculer le coefficient de frottement de roulement des roues avant et des roues arrière du fauteuil en utilisant une plate-forme de forces (Lemaire *et al.*, 1991). Afin de contourner cette limite, d'autres auteurs ont utilisé des méthodes cinématiques (Coutts, 1991 ; Vinet *et al.*, 1998 ; Bougenot *et al.*, 1999) pour calculer la décélération moyenne du fauteuil au cours d'une phase

de roue libre sur le terrain. Connaissant la masse du système et en appliquant la deuxième loi de Newton, ils ont ensuite pu estimer  $F_{ra}$ . La principale limite de ces dernières méthodes tient dans leur faible précision, car elles reposent sur la mesure des intervalles de temps mis par le fauteuil soit pour parcourir un tour de roue, c'est-à-dire deux mètres environ dans l'étude de Coutts (1991), soit pour couvrir des distances de six et dix mètres dans les études de Bougenot *et al.* (1999) et Vinet *et al.* (1998) respectivement. De plus, les décélérations calculées dans ces études étaient supposées constantes et étaient obtenues par dérivation de vitesses moyennes, méthode qui peut être elle-même source d'incertitude.

#### **4-2-1-2. Paramètres influençant $F_{ra}$**

Plusieurs études ont montré que  $F_{ra}$  pouvait être directement influencée par divers paramètres tels que la vitesse de déplacement du fauteuil (Brubaker *et al.*, 1986 ; van der Woude *et al.*, 1986 ; Coutts, 1991) ou encore la masse du sujet (Coutts, 1991 et 1992 ; Vinet *et al.*, 1998). Certains auteurs ont également suggéré que les mouvements du buste du sujet provoqueraient une modification de  $F_{ra}$  due à la variation de la répartition de la masse du sujet sur les roues avant (Lemaire *et al.*, 1991 ; Veegeer *et al.*, 1991 ; Theisen *et al.*, 1996 ; Vinet *et al.*, 1998). Jusqu'à présent, une seule étude exploratoire (Martin *et al.*, 2000) a montré que les forces de freinage étaient différentes selon que le sujet était appuyé contre le dossier du fauteuil ou qu'il était penché en avant. Cependant, cette dernière étude est restée très globale et ne précisait ni les valeurs de répartition de la masse du système, ni les valeurs de décélération ou de force de freinage obtenues.

Les conclusions de cette analyse des travaux relatifs aux forces de freinage agissant sur le fauteuil ont mis en évidence la nécessité de développer une méthode précise basée sur des mesures de décélération pour déterminer  $F_{ra}$  sur le lieu même de l'expérimentation. Cette méthode devait permettre de quantifier l'influence de la réaction normale ( $R_N$ ), de la répartition de la masse du système sur les roues avant ( $Rep$ ) et de la vitesse de déplacement.

## 4-2-2. Méthode

### 4-2-2-1. Choix de la méthode de détermination de $F_{ra}$

Les mesures de décélération réalisées sur le lieu même des expérimentations semblaient être la méthode la plus adaptée au calcul de  $F_{ra}$  ; cependant, il était nécessaire de mettre en oeuvre une méthodologie qui permit une évaluation précise de  $F_{ra}$  au cours du déplacement. Pour cela, il fallut adapter au cas particulier d'un test de décélération le modèle mécanique de la propulsion en fauteuil roulant (voir chapitre 2-4, p62) permettant d'écrire l'accélération du centre de gravité du fauteuil ( $\vec{\Gamma}_{G_f}^R$ ) sur un plan horizontal dans le référentiel absolu :

$$\vec{\Gamma}_{G_f}^R = \frac{\vec{F}_m}{M} + \frac{\vec{F}_{ra}}{M} - \left( \frac{m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right)$$

Lors d'un test de décélération, puisque le sujet n'applique aucun effort sur les mains courantes, la force motrice  $\vec{F}_m$  est nulle ( $\vec{F}_m = \vec{0}$ ). Comme il était indispensable que les mesures ne soient pas perturbées par les mouvements du sujet, celui-ci a été remplacé par des masses inertes afin d'annuler le terme  $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$ . Dans ce cas, l'accélération du centre de gravité du fauteuil ( $\vec{\Gamma}_{G_f}^R$ ) est égale à l'accélération du centre de gravité du système :

$$\vec{\Gamma}_{G_f}^R = \frac{\vec{F}_{ra}}{M}$$

soit :

$$\vec{F}_{ra} = M \vec{\Gamma}_{G_f}^R$$

où  $M$  représente la masse totale du système masses-fauteuil.

Dans le cas d'un déplacement sur un sol horizontal et à partir des mesures de l'accéléromètre,  $(\vec{\Gamma}_A^R)_R$ ,  $\vec{\Gamma}_{G_f}^R$  s'écrit (voir chapitre 2-2, p44) :

$$\left( \vec{\Gamma}_{G_f}^R \right)_R = \left( \vec{\Gamma}_A^R \right)_R + \frac{d}{dt} \left( M_{R_f}^R \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\beta} \\ 0 \end{pmatrix} \right) \wedge M_{R_f}^R \begin{pmatrix} X_{AG_f} \\ Y_{AG_f} \\ Z_{AG_f} \end{pmatrix} + M_{R_f}^R \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\beta} \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \left[ \left( M_{R_f}^R \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\beta} \\ 0 \end{pmatrix} \right) \wedge \left( M_{R_f}^R \begin{pmatrix} X_{AG_f} \\ Y_{AG_f} \\ Z_{AG_f} \end{pmatrix} \right) \right]$$

En limitant le test de décélération à un déplacement en ligne droite ( $\dot{\beta} = 0$ ), l'équation précédente se simplifie car les deux derniers termes sont nuls. L'accélération du fauteuil est alors directement mesurée par l'accéléromètre triaxial fixé sous le siège et  $F_{ra}$  s'écrit :

$$\vec{F}_{ra} = M\vec{\Gamma}_A^R$$

En conclusion, cette méthode permet de déterminer  $F_{ra}$  sur le lieu même des expérimentations en mesurant simplement la décélération du système masses-fauteuil en continu à l'aide d'un accéléromètre triaxial. Cette mesure nécessite cependant de corriger l'orientation des référentiels liés à l'accéléromètre,  $R_A$ , et au fauteuil,  $R_f$  (voir chapitre 3-2, p69).

#### 4-2-2-2. Calcul des paramètres susceptibles d'influencer $F_{ra}$

##### 4-2-2-2-1. La vitesse de déplacement

La vitesse du centre de gravité du système masses-fauteuil,  $\vec{V}_{G_f}^R$ , au cours de la décélération, est calculée en intégrant l'accélération  $\vec{\Gamma}_{G_f}^R$  mesurée par l'accéléromètre :

$$\left[ \left( \vec{V}_{G_f}^R \right)_R \right]^i = \int \left( \vec{\Gamma}_{G_f}^R \right)_R dt$$

##### 4-2-2-2-2. La réaction normale, $R_N$

Dans le cas particulier d'un déplacement sur le plat, la réaction normale du sol sur le système sujet-fauteuil,  $R_N$ , s'écrit (voir chapitre 2-3, p52) :

$$\vec{R}_N = -\vec{P}$$

où  $\vec{P}$  représente le poids du système sujet-fauteuil.

Dans le cas des tests de décélération, des masses inertes remplacent le sujet et  $R_N$  s'écrit en fonction de la masse totale du système masses-fauteuil :

$$R_N = Mg \tag{N}$$

#### 4-2-2-2-3. La répartition de la masse sur les roues avant, $Rep$

La répartition de la masse du fauteuil à vide sur les roues avant (voir chapitre 3-1, p65) s'écrit :

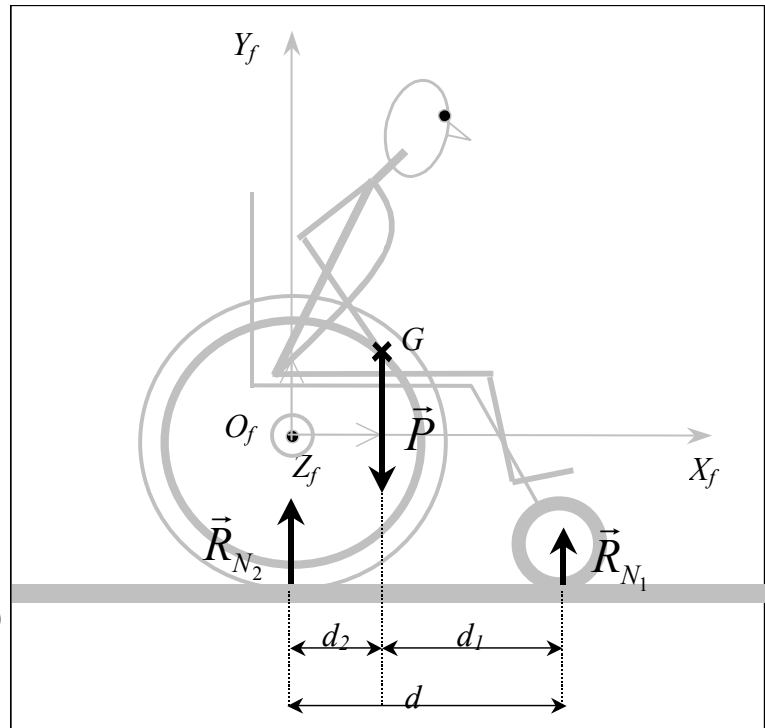
$$Rep_{vide} = \frac{(X_{G_f})_{R_f}}{d} \times 100 \quad (\%)$$

où  $d$  est la longueur fonctionnelle (figure 34) et  $(X_{G_f})_{R_f}$  la coordonnée antéro-postérieure du centre de gravité du fauteuil exprimée dans le référentiel lié au fauteuil,  $R_f$ .

En notant  $d_2$  la coordonnée antéro-postérieure du centre de gravité du fauteuil exprimée dans  $R_f$ , et lorsqu'un sujet ou des masses sont placés sur le fauteuil, la répartition de la masse du système sur les roues avant ( $Rep$ ) devient :

$$Rep = \frac{d_2}{d} \times 100 \quad (\%, 7)$$

Au repos sur le plat, les seules forces qui s'exercent sur le système sont le poids total ( $\vec{P}$ ) et la réaction normale



**Figure 34** La répartition de la masse sur les roues avant du fauteuil ( $Rep$ ) dépend de la distance fonctionnelle du fauteuil ( $d$ ) ainsi que de la position antéro-postérieure du centre de gravité du système sujet-fauteuil ( $G$ ) dans  $R_f$  ( $O_f$ ,  $X_f$ ,  $Y_f$ ,  $Z_f$ ).

( $\vec{R}_N$ ), qui possède une composante sur les roues avant ( $\vec{R}_{N_1}$ ) et une sur les roues arrière ( $\vec{R}_{N_2}$ ), donc :

$$\vec{P} + \vec{R}_{N_1} + \vec{R}_{N_2} = \vec{0}$$

De plus, la somme vectorielle des moments de ces forces calculés en un point quelconque (par exemple  $G$ ) est nulle :

$$\vec{M}_G(\vec{P}) + \vec{M}_G(\vec{R}_{N_1}) + \vec{M}_G(\vec{R}_{N_2}) = \vec{0}$$

Puisque  $\vec{P}$  s'applique en  $G$ ,  $\vec{M}_G(\vec{P}) = \vec{0}$ , et l'équation devient :

$$\vec{M}_G(\vec{R}_{N_1}) + \vec{M}_G(\vec{R}_{N_2}) = \vec{0}$$

La projection de cette équation sur l'axe  $X_f$  donne :

$$d_1 R_{N_1} = d_2 R_{N_2} \quad (N.m)$$

En ajoutant  $d_2 R_{N_1}$  aux deux termes de l'égalité, il vient :

$$d_1 R_{N_1} + d_2 R_{N_1} = d_2 R_{N_2} + d_2 R_{N_1} \quad (N.m)$$

$$\text{or :} \quad d_1 + d_2 = d \quad (m)$$

$$\text{et :} \quad R_{N_1} + R_{N_2} = R_N \quad (N)$$

$$\text{d'où :} \quad \frac{d_2}{d} = \frac{R_{N_1}}{R_N}$$

En remplaçant ce rapport dans l'équation (7), celle-ci s'écrit finalement :

$$Rep = \frac{R_{N_1}}{R_N} \times 100 \quad (\%)$$

Cette expression signifie que  $Rep$  peut être facilement calculée en connaissant  $R_{N_1}$  et  $R_N$ .

#### 4-2-2-3. Méthode expérimentale de détermination de $F_{ra}$

Le fauteuil est équipé d'un support en bois fixé sur le siège de façon à disposer des disques d'haltérophilie (10 kg, 15 kg et 20 kg) remplaçant la masse du sujet. La pression des pneus arrière (4,5 bars) doit être vérifiée au début de chaque série de mesures. Les tests de décélération sont effectués grâce à un assistant placé derrière le fauteuil qui applique une



poussée sur un à deux mètres environ, puis le lâche. La poussée doit être effectuée de façon à ce que le fauteuil se déplace suivant une ligne droite matérialisée sur le sol et qu'il s'arrête de lui-même au bout d'une dizaine de mètres. La distance réelle parcourue par le fauteuil ainsi que la déviation latérale par rapport à la ligne sur le sol sont relevées à chaque essai, avec une précision de  $10^{-2} m$ . Chaque fois qu'un essai présente une déviation latérale supérieure à  $0,5 m$  ou que les roues avant décollent du sol lors de la poussée, l'essai doit être annulé et recommencé.

La validation expérimentale de la méthode de détermination de  $F_{ra}$  et de son modèle mathématique d'estimation se sont déroulées en quatre étapes :

- étape n°1 : Etude de l'influence de  $R_N$  et  $Rep$  sur  $F_{ra}$  ;
- étape n°2 : Etude de l'influence de la vitesse du système ;
- étape n°3 : Détermination du modèle d'estimation de  $F_{ra}$  ;
- étape n°4 : Etalonnage du  $FRE$ .

#### 4-2-3. Etude de l'influence de $R_N$ et $Rep$ sur $F_{ra}$

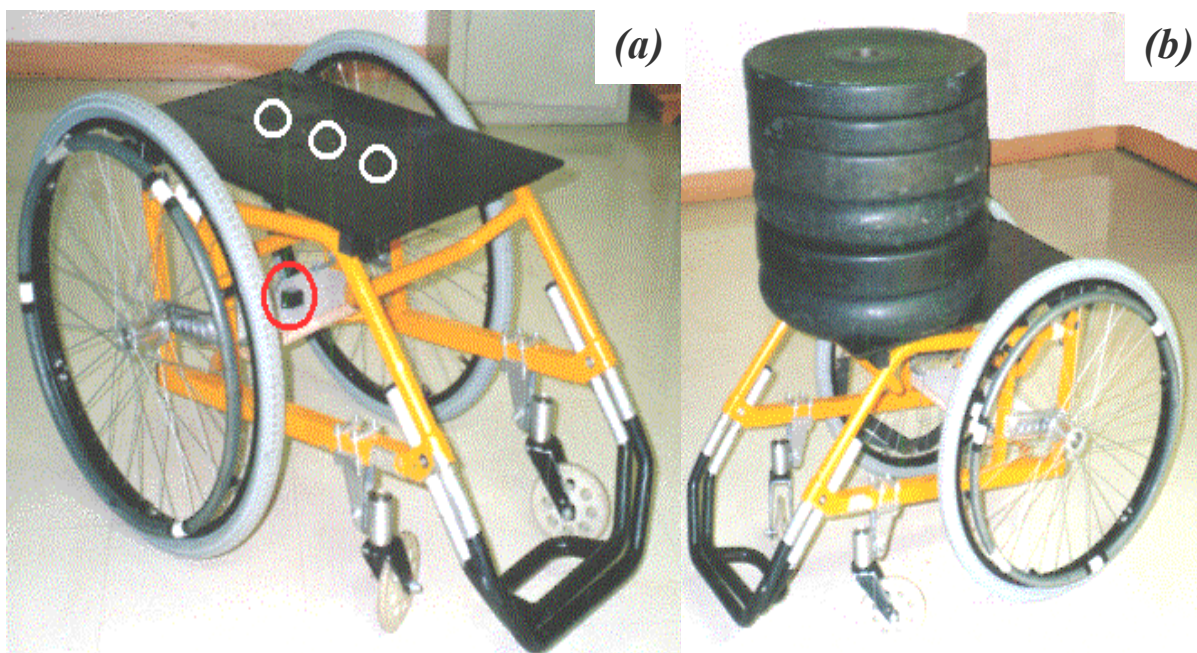
##### 4-2-3-1. Protocole expérimental

L'étude de l'influence de la réaction normale ( $R_N$ ) et de sa répartition sur les roues avant ( $Rep$ ) a été réalisée avant la fabrication du fauteuil roulant ergomètre, avec un fauteuil roulant standard de basket-ball (marque Poirier) dont la répartition à vide avait été préalablement déterminée ( $Rep_{vide}=25\%$ ). Ce fauteuil possédait des grandes roues équipées de pneus à l'arrière ( $61 cm$  de diamètre) et des petites roues en plastique rigide à l'avant ( $13 cm$  de diamètre). Un accéléromètre triaxial (ADXL05EM-3,  $\pm 5g$ , Analog Devices, Crossbow, U.S.A.) fixé sous le siège du fauteuil, sur un support rigide solidaire du châssis, était relié directement à la chaîne d'acquisition par un câble blindé d'une dizaine de mètres de longueur. Les signaux étaient enregistrés sur un micro-ordinateur (type PC, 200 MHz) via une carte

d'acquisition et de conversion analogique/numérique (AT-MIO-64E-3, National Instruments, U.S.A.) à une fréquence de  $100\text{ Hz}$ .

Les disques d'haltérophilie ont été pesés avec une précision de  $10^{-2}\text{ kg}$  et combinés pour composer trois masses différentes ( $50\text{ kg}$ ,  $70\text{ kg}$  et  $90\text{ kg}$ ) représentant les caractéristiques pondérales de la majeure partie de la population adulte concernée par la locomotion en fauteuil roulant. A ces trois masses, il était nécessaire d'ajouter la masse du fauteuil à vide ( $15,4\text{ kg}$ ) pour obtenir les masses totales du système ( $65,4\text{ kg}$ ,  $85,4\text{ kg}$  et  $105,4\text{ kg}$ ) et les réactions normales correspondantes ( $641\text{ N}$ ,  $837\text{ N}$  et  $1034\text{ N}$ ).

Chacune des trois masses a été placée successivement sur le support en trois positions distinctes suivant l'axe antéro-postérieur du fauteuil, de façon à obtenir trois répartitions ( $Rep$ ) différentes de la masse totale du système sur les roues avant (figure 35a) :



**Figure 35** Configuration du fauteuil pour le test de décélération : Localisation de la position de l'accéléromètre fixé sous le siège (cercle gris) et des trois positions (cercles blancs) de la masse de  $90\text{ kg}$ , correspondant aux trois répartitions de  $R_N$  sur les roues avant (a). Exemple de chargement (b) avec une masse de  $90\text{ kg}$  placée de façon à ce que la répartition du poids total du système ( $1034\text{ N}$ ) sur les roues avant soit de  $70\%$ .

- *Rep10* : la masse totale était répartie à 10 % sur les roues avant et 90 % sur les roues arrière. Cette répartition extrême a été retenue car elle était proche du réglage choisi par les utilisateurs expérimentés pour franchir certains obstacles (ex : bordures de trottoir) ou pour se déplacer sur les roues arrière (« *wheeling* ») ;
- *Rep40* : la masse totale était répartie à 40 % sur les roues avant, ce qui correspond au réglage courant de la plupart des fauteuils roulants (Bernard *et al.*, 1994) ;
- *Rep70* : la masse totale était répartie à 70 % sur les roues avant, ce qui correspond à la situation extrême où le sujet est complètement penché vers l'avant (figure 35b).

Il est important de noter que l'empilement des disques d'haltérophilie sur une position donnée du support produisait une translation de la position du centre de gravité du système du côté de la masse additionnelle. Il a donc été nécessaire d'utiliser une plate-forme de forces (T.S.R., 33-Mérignac, France :  $800 \times 600$  mm ; étendue de mesure : 5 kN ; sensibilité : 20 mV/N) pour déterminer précisément sur le support la position de chacune des masses additionnelles correspondant à chacune des répartitions souhaitées. Ainsi, une même répartition de la masse totale sur les roues avant se traduisait par trois positions sur le support, différentes pour chacune des trois masses utilisées.

Les essais en situation se sont déroulés dans la salle de sport du Centre Hospitalier Etienne Clémentel (63-Enval). L'assistant placé derrière le fauteuil veillait à ce que le câble connecté à l'accéléromètre ne ralentisse pas le système. Quinze essais ont été retenus pour chacune des neuf combinaisons de masses et de répartitions, soit un total de 135 essais.

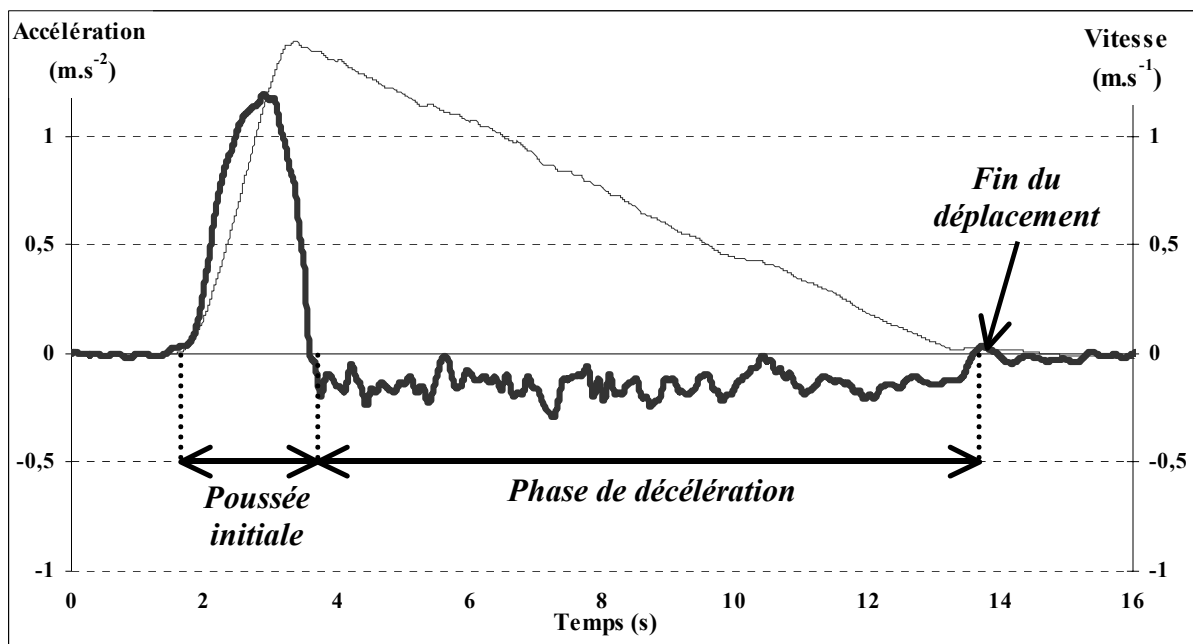
La décélération du fauteuil a été calculée en effectuant la moyenne des valeurs brutes de l'accélération horizontale mesurée par l'accéléromètre au cours des cinq premières secondes de la phase de roue libre. Les données ainsi obtenues ont fait l'objet d'un traitement statistique à l'aide d'une analyse de variance (ANOVA) à deux facteurs avec interaction. Un

test de Schéffé a été appliqué afin d'identifier les différences éventuelles entre les valeurs d'un même facteur pour les différentes modalités.

#### 4-2-3-2. Résultats

##### 4-2-3-2-1. Description du mouvement

Dans un but uniquement descriptif, un filtre passe-bas (fréquence de coupure : 6 Hz) a été appliqué sur le signal d'accélération horizontale afin de mettre en évidence les deux phases caractéristiques du mouvement (figure 36). La période où l'accélération était positive correspondait à la phase de poussée au cours de laquelle l'assistant placé derrière le fauteuil imprimait une vitesse initiale au système. Durant cette phase, la vitesse augmentait jusqu'à atteindre une valeur maximale comprise entre  $1,04 \pm 0,08 \text{ m.s}^{-1}$  et  $1,71 \pm 0,14 \text{ m.s}^{-1}$  sur l'ensemble des neuf séries d'essais (tableau 7). Ensuite, la période où l'accélération était négative correspondait à la phase de roue libre au cours de laquelle le fauteuil ralentissait sous la seule action des forces de freinage, jusqu'à immobilisation complète. Pour l'ensemble des



**Figure 36** Accélération filtrée (trait gras) et vitesse horizontale (trait fin) obtenues lors d'un essai avec une masse additionnelle de 70 kg ( $R_N=837\text{N}$ ) et une répartition de 70% sur les roues avant ( $\text{Rep}=70\%$ ).

séries, la distance totale parcourue par le fauteuil variait de  $9,4 \pm 1,2 \text{ m}$  à  $10,7 \pm 1,4 \text{ m}$ , et le décalage latéral par rapport à la direction rectiligne était compris entre  $-3,1 \pm 11,9 \text{ cm}$  et  $29,7 \pm 17,3 \text{ cm}$  (Tableau 7).

		$R_N$		
		$641 \text{ N}$	$837 \text{ N}$	$1034 \text{ N}$
<i>Rep10</i>	<b>Distance (m)</b>	<b>10,71 (<math>\pm 1,38</math>)</b>	<b>10,00 (<math>\pm 0,73</math>)</b>	<b>10,33 (<math>\pm 0,59</math>)</b>
	Déviation latérale (cm)	16,5 ( $\pm 16,4$ )	-2,0 ( $\pm 15,0$ )	-3,1 ( $\pm 11,9$ )
	Vitesse initiale ( $\text{m.s}^{-1}$ )	1,10 ( $\pm 0,07$ )	1,04 ( $\pm 0,11$ )	1,04 ( $\pm 0,08$ )
<i>Rep40</i>	<b>Distance (m)</b>	<b>9,69 (<math>\pm 0,85</math>)</b>	<b>10,31 (<math>\pm 0,42</math>)</b>	<b>10,49 (<math>\pm 0,99</math>)</b>
	Déviation latérale (cm)	23,4 ( $\pm 12,5$ )	29,7 ( $\pm 17,3$ )	27,5 ( $\pm 13,3$ )
	Vitesse initiale ( $\text{m.s}^{-1}$ )	1,26 ( $\pm 0,11$ )	1,32 ( $\pm 0,12$ )	1,38 ( $\pm 0,13$ )
<i>Rep70</i>	<b>Distance (m)</b>	<b>9,36 (<math>\pm 1,15</math>)</b>	<b>9,88 (<math>\pm 0,71</math>)</b>	<b>9,96 (<math>\pm 0,98</math>)</b>
	Déviation latérale (cm)	4,9 ( $\pm 25,9$ )	17,9 ( $\pm 8,4$ )	13,5 ( $\pm 10,1$ )
	Vitesse initiale ( $\text{m.s}^{-1}$ )	1,55 ( $\pm 0,15$ )	1,68 ( $\pm 0,14$ )	1,71 ( $\pm 0,12$ )

**Tableau 7** Moyennes et écarts types pour chacune des neuf séries de la distance totale parcourue par le système masse-fauteuil (phase de poussée incluse) ; de la déviation latérale mesurée sur l'axe (Oz) du référentiel absolu ; et de la vitesse initiale atteinte par le système à la fin de la poussée.

#### 4-2-3-2.2. Valeurs des décélérations et de $F_{ra}$

Pour chacune des trois réactions normales, les décélérations moyennes (tableau 8) obtenues avec *Rep10* (de  $0,058 \pm 0,014 \text{ m.s}^{-2}$  à  $0,062 \pm 0,009 \text{ m.s}^{-2}$ ) étaient significativement inférieures ( $p < 0,005$ ) à celles obtenues avec *Rep40* (de  $0,097 \pm 0,010 \text{ m.s}^{-2}$  à  $0,103 \pm 0,013 \text{ m.s}^{-2}$ ) et avec *Rep70* (de  $0,152 \pm 0,017 \text{ m.s}^{-2}$  à  $0,167 \pm 0,011 \text{ m.s}^{-2}$ ). En outre, les décélérations moyennes obtenues avec *Rep40* étaient significativement inférieures ( $p < 0,005$ ) à celles de *Rep70*. Parallèlement, les valeurs de  $F_{ra}$  (tableau 8) obtenues avec *Rep10* (de  $3,8 \pm 0,9 \text{ N}$  à  $6,5 \pm 0,9 \text{ N}$ ) étaient nettement inférieures à celles obtenues avec *Rep40* (de  $6,3 \pm 0,7 \text{ N}$  à  $10,9 \pm$

1,4 N) et avec *Rep70* (de  $9,9 \pm 1,1$  N à  $17,6 \pm 1,2$  N). Enfin, les forces de résistance à l'avancement obtenues avec *Rep40* étaient également inférieures à celles obtenues avec *Rep70*.

		$R_N$		
		641 N	837 N	1034 N
<i>Rep10</i>	<b>Décélération (<math>m.s^{-2}</math>)</b>	<b>0,058 (<math>\pm 0,014</math>)</b>	<b>0,060 (<math>\pm 0,011</math>)</b>	<b>0,062 (<math>\pm 0,009</math>)</b>
	$F_{ra}$ (N)	3,8 ( $\pm 0,9$ )	5,1 ( $\pm 0,9$ )	6,5 ( $\pm 0,9$ )
<i>Rep40</i>	<b>Décélération (<math>m.s^{-2}</math>)</b>	<b>0,097 (<math>\pm 0,010</math>)</b>	<b>0,104 (<math>\pm 0,010</math>)</b>	<b>0,103 (<math>\pm 0,013</math>)</b>
	$F_{ra}$ (N)	6,3 ( $\pm 0,7$ )	8,9 ( $\pm 0,9$ )	10,9 ( $\pm 1,4$ )
<i>Rep70</i>	<b>Décélération (<math>m.s^{-2}</math>)</b>	<b>0,152 (<math>\pm 0,017</math>)</b>	<b>0,158 (<math>\pm 0,010</math>)</b>	<b>0,167 (<math>\pm 0,011</math>)</b>
	$F_{ra}$ (N)	9,9 ( $\pm 1,1$ )	13,5 ( $\pm 0,9$ )	17,6 ( $\pm 1,2$ )

**Tableau 8** Moyennes et écarts types des décélérations et des forces de résistances à l'avancement ( $F_{ra}$ ) obtenues pour l'ensemble des neuf séries de tests.

#### 4-2-3-2-3. Analyse statistique

L'analyse de variance appliquée sur les décélérations moyennes des neuf séries d'essais n'a fait apparaître aucune interaction entre les facteurs  $R_N$  et *Rep*. Par contre, elle a mis en évidence l'influence significative ( $p < 0,005$ ) du facteur *Rep* sur la décélération du système : plus *Rep* augmentait, plus la décélération était importante. Le facteur  $R_N$  présentait également une influence significative ( $p < 0,005$ ) sur la décélération : celle-ci était d'autant plus importante que  $R_N$  était élevée. Cependant, le facteur *Rep* explique à lui seul la presque totalité de la variation de la décélération (92%), alors que le facteur  $R_N$  a une influence relative nettement plus faible (8%) sur le freinage du système masses-fauteuil.

### 4-2-3-3. Discussion

#### 4-2-3-3-1. Intérêts de la méthode

A l'instar du « *drag-test* » (Brubaker *et al.*, 1986 ; van der Woude *et al.*, 1986), la méthode de détermination de la résultante des forces de résistance à l'avancement du fauteuil roulant présentée ici prend en compte de manière globale les caractéristiques de la liaison mécanique entre les roues du fauteuil et la surface sur laquelle il se déplace. En outre, elle intègre simultanément l'influence de la résistance aérodynamique, qui n'est pas prise en compte dans les mesures sur tapis roulant. Comme les méthodes cinématiques antérieures, la méthode proposée ici est mise en œuvre directement sur le terrain et permet donc d'effectuer des mesures sur les lieux mêmes fréquentés par les utilisateurs de fauteuils roulants (domicile, trajets, lieu de travail, salles de sport). De plus, la mesure en continu de la décélération du système sujet-fauteuil à l'aide d'un accéléromètre triaxial fournit des résultats plus précis que les méthodes précédentes. Cette nouvelle méthode présente donc des caractéristiques intéressantes pour étudier l'influence de  $R_N$  et de  $Rep$ , sur  $F_{ra}$ .

#### 4-2-3-3-2. Comparaison avec les études antérieures

Les décélérations et les forces de freinage obtenues avec  $Rep10$  et  $Rep70$  ne peuvent être comparées avec aucune donnée antérieure car, jusqu'à présent, aucune étude n'a pris en compte de manière précise la répartition de la masse totale du système entre les roues avant et arrière du fauteuil. En revanche, les résultats concernant la répartition intermédiaire  $Rep40$ , qui correspond au réglage standard de la plupart des fauteuils, sont tout à fait comparables avec ceux de plusieurs études antérieures. Ainsi, les décélérations obtenues dans cette étude (de  $0,097 \pm 0,010 \text{ m.s}^{-2}$  à  $0,103 \pm 0,013 \text{ m.s}^{-2}$ ) sont du même ordre de grandeur que celles rapportées par Coutts dans une première étude (1991) portant sur six essais réalisés avec un

sujet de 76 kg ( $0,095 \text{ m.s}^{-2}$  en moyenne), puis dans une étude ultérieure (1992) réalisée avec quatre sujets de masses comprises entre 41 et 79 kg ( $0,108$  à  $0,127 \text{ m.s}^{-2}$ ).

De même, les valeurs de  $F_{ra}$  calculées pour *Rep40* (de  $6,3 \pm 0,7 \text{ N}$  à  $10,9 \pm 1,4 \text{ N}$ ) se situent dans l'intervalle des valeurs rapportées par la plupart des auteurs : Coutts mentionne des forces de 2,8 à 10,9 N pour dix-sept sujets (1994), et de 5,6 à 9,5 N pour quatre sujets (1992), Brubaker *et al.* (1986) ont obtenu des valeurs de 6,6 et 8,0 N pour deux fauteuils différents et van der Woude *et al.* (1986) ont mesuré une force de freinage d'environ 11 N pour un fauteuil standard. Seuls Vinet *et al.* (1998) ont rapporté des valeurs de force de résistance à l'avancement (9,8 et 22,6 N) supérieures à celles obtenues ici et dans les études précédentes. Les causes de cet écart ne peuvent malheureusement pas être analysées ici, puisque ces auteurs reconnaissent ne pas avoir contrôlé la position antéro-postérieure du centre de gravité du système sujet-fauteuil.

#### **4-2-3-3-3. Influence de la répartition de la masse sur les roues avant (*Rep*)**

Les résultats concernant la répartition de la masse du système masse-fauteuil sur les roues avant montrent clairement que le fauteuil est d'autant plus freiné que la masse totale est située plus en avant sur le siège, et que ce facteur explique 92% de la variation de la décélération du fauteuil observée dans cette étude. En cela, ils confirment l'hypothèse déjà émise par certains auteurs (Lemaire *et al.*, 1991 ; Theisen *et al.*, 1996 ; Vaslin et Dabonneville, 2000) et partiellement vérifiée par d'autres dans une étude exploratoire (Martin *et al.*, 2000). Au niveau mécanique, ce phénomène pourrait s'expliquer en partie par le diamètre des roues avant très inférieur à celui des roues arrière, impliquant des forces de résistance au roulement supérieures au niveau des roues avant par rapport aux roues arrière (Lemaire *et al.*, 1991). Cette hypothèse pourrait également justifier, *a posteriori*, la géométrie des fauteuils de course possédant une seule roue avant de grand diamètre (environ 50 cm contre de 7 à 13 cm pour un fauteuil standard), déportée très en avant grâce à un allongement



du châssis (l'entraxe est souvent supérieur à un mètre contre 45 cm en moyenne pour un fauteuil standard). En effet, cette géométrie permettrait de réduire les forces de freinage générées par la forte inclinaison du passager vers l'avant, en agissant à la fois sur la résistance au roulement de la roue avant et sur la répartition antéro-postérieure de la masse totale du système sujet-fauteuil. La méthode de détermination des forces de freinage présentée ici peut permettre de vérifier cette analyse lors d'études ultérieures portant sur plusieurs types de fauteuils (standards, de course, de basket ou de tennis) équipés avec des roues avant de diamètres différents.

#### **4-2-3-3-4. Influence de la réaction normale ( $R_N$ )**

Certains auteurs (Coutts, 1991 et 1992, Vaslin *et al.*, 2000) ont suggéré que la masse du sujet, donc  $R_N$ , pouvait influencer  $F_{ra}$ , mais jusqu'à présent cette hypothèse n'avait jamais été démontrée expérimentalement. La méthode utilisée dans cette étude et les résultats obtenus ont mis en évidence que plus  $R_N$  est élevée, plus le fauteuil est freiné, et inversement. L'influence de ce paramètre doit, toutefois, être relativisée car il apparaît que  $R_N$  n'explique que 8% de la variation de la décélération due à  $F_{ra}$ . Cette faible influence de  $R_N$  pourrait provenir des différences entre les caractéristiques des roues avant et arrière. En effet, la mécanique du roulement montre que la force de freinage générée par ce mouvement dépend à la fois du diamètre de la roue et de son coefficient de frottement de roulement, et que ce dernier dépend également de la surface de contact de la roue avec le sol (Lemaire *et al.*, 1991 ; Grossetête et Olive 1999). Par conséquent, pour une même valeur de  $Rep$ , l'augmentation de  $R_N$  provoquerait un accroissement de  $F_{ra}$  relativement plus important au niveau des roues arrière, du fait de l'écrasement des pneus, qu'au niveau des roues avant.

D'une manière générale, le test de décélération présenté ici peut être utilisé soit pour déterminer  $F_{ra}$  directement sur le lieu de l'expérimentation, soit pour étudier l'évolution de cette force en fonction des caractéristiques mécaniques et géométriques du fauteuil (réglage

de la longueur fonctionnelle, diamètre des roues avant et arrière, pression des pneus...), du type de sol ou encore de la vitesse de déplacement.

#### **4-2-3-3-5. Incidences sur la locomotion en fauteuil roulant**

Au-delà de son intérêt méthodologique, cette étude a des répercussions concrètes sur la compréhension des phénomènes mis en jeu lors de la locomotion en fauteuil roulant. En effet, puisque les mouvements antéro-postérieurs du sujet modifient la valeur de  $Rep$  (Vanlandewijck *et al.*, 1994), il est possible d'émettre l'hypothèse que  $F_{ra}$  n'est pas constante au cours du cycle de propulsion :

- Lors de la phase de poussée, le sujet déplace son centre de gravité vers l'avant et ce mouvement provoque une décélération du fauteuil (voir chapitre 2-4, p62). De plus, au cours de ce mouvement, une part croissante de  $R_N$  se reporte sur les roues avant, augmentant ainsi  $F_{ra}$ .
- En se redressant lors de phase de roue libre, le sujet déplace son centre de gravité vers l'arrière et accélère le fauteuil. Au cours de ce mouvement, les roues avant supportent une part progressivement décroissante de  $R_N$ , ce qui réduit  $F_{ra}$  et favorise donc le roulement du fauteuil sur le sol.

En conséquence, la propulsion en fauteuil roulant apparaît comme un mouvement paradoxal dont la phase efficace (poussée) serait réalisée lorsque  $F_{ra}$  est maximale et que le fauteuil est ralenti par les mouvements du sujet. Inversement, le retour du buste vers l'arrière (roue libre) provoquerait une accélération du fauteuil vers l'avant tout en diminuant  $F_{ra}$  par une diminution de  $Rep$ . Cette analyse technique devrait être complétée en prenant en compte l'allègement de l'avant du fauteuil observé chez certains sujets lorsqu'ils appliquent leur effort sur les mains courantes (Vanlandewijck *et al.*, 1994).

#### 4-2-4. Etude de l'influence de la vitesse

##### 4-2-4-1. Introduction

Par définition, la composante aérodynamique ( $F_a$ ) de  $F_{ra}$  est proportionnelle au carré de la vitesse de déplacement ( $\vec{V}_G^R$ ) du système sujet-fauteuil :

$$F_a = \frac{1}{2} \rho S C (\vec{V}_G^R)^2 \quad (N)$$

où,  $\rho$  est la masse volumique de l'air,  $S$  la surface de contact que le système sujet-fauteuil oppose à l'écoulement de l'air et  $C$  le coefficient de forme aérodynamique du système sujet-fauteuil dans la direction du déplacement.

Ainsi, en fonction de l'importance relative de  $F_a$ ,  $F_{ra}$  sera plus ou moins sensible aux variations de vitesse du système sujet-fauteuil. Ne pouvant pas mesurer directement  $F_a$ , nous avons étudié l'influence de la vitesse sur  $F_{ra}$  à partir de tests de décélération où  $R_N$  et  $Rep$  ont été contrôlés et maintenus constants. De plus, afin de reproduire au mieux les conditions réelles de déplacement, ces mesures de décélération ont été effectuées non plus avec des masses additionnelles, mais avec un sujet afin de simuler au mieux les paramètres spécifiques de  $F_a$  ( $S$  et  $C$ ). Le sujet devait rester immobile avec le buste et la tête droits, les mains sur les genoux, car c'est dans cette position qu'il offre la plus grande surface ( $S$ ) en opposition à l'écoulement de l'air lors du déplacement et donc que  $F_a$  est relativement la plus importante. L'influence de la vitesse de déplacement sur  $F_{ra}$  a été étudiée entre  $0,1$  et  $2 \text{ m.s}^{-1}$ , c'est-à-dire dans la gamme de vitesses correspondant à la plupart des déplacements réalisés par une personne confinée en fauteuil roulant.

##### 4-2-4-2. Protocole et résultats expérimentaux

Les mesures de décélération se sont déroulées dans un stade d'athlétisme couvert (stadium Jean Péllez, Aubière) avec le *FRE* décrit précédemment (voir chapitre 3-1, p65). Le

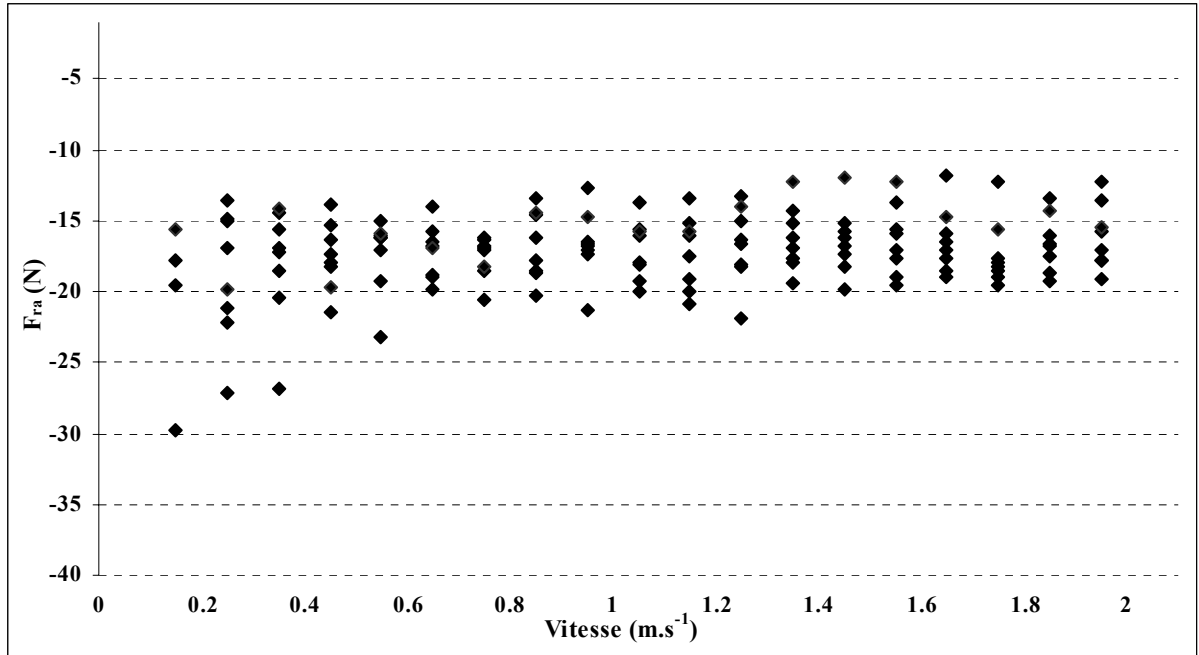
dynamomètre à six composantes fixé sur le châssis permettait de contrôler le paramètre  $Rep$  et l'accéléromètre triaxial fixé sous le siège mesurait l'accélération subie par le fauteuil durant tout le déplacement (voir chapitre 3-2, p69). L'acquisition a été effectuée à 500 Hz grâce au système autonome décrit précédemment (voir chapitre 3-3, p84). Huit essais de décélération ont été réalisés par un sujet masculin valide (26 ans, 1,74 m et 58 kg) en veillant à ce que la vitesse maximale atteinte en fin de poussée initiale soit supérieure à  $2 \text{ m.s}^{-1}$ . Afin d'étudier l'évolution de  $F_{ra}$  entre le lâché et l'arrêt du fauteuil, dix neuf plages de vitesse d'une amplitude de  $0,1 \text{ m.s}^{-1}$  ont été définies pour chaque essai entre  $0,1$  et  $2 \text{ m.s}^{-1}$ .

La réaction normale ( $R_N$ ) calculée à partir de la masse du système sujet-fauteuil était de  $946 \text{ N}$  et la répartition de la masse du système sur les roues avant ( $Rep$ ) était constante (36%) sur l'ensemble des huit essais. La vitesse maximale était supérieure à  $2 \text{ m.s}^{-1}$ , de moyenne  $2,12 \text{ m.s}^{-1}$  ( $\pm 0,05 \text{ m.s}^{-1}$ ), la distance moyenne parcourue par le système sujet-fauteuil était de  $17,9 \text{ m}$  ( $\pm 1,0 \text{ m}$ ) et la déviation latérale selon l'axe Z du référentiel absolu était en moyenne de  $-25,8 \text{ cm}$  ( $\pm 18,6 \text{ cm}$ ).

L'analyse de variance à un facteur réalisée sur les dix-neuf plages de vitesses entre  $0,1$  et  $2 \text{ m.s}^{-1}$  a montré que ce paramètre n'avait aucune influence sur  $F_{ra}$  (figure 37).

#### 4-2-4-3. Discussion

Ce principal résultat est en accord avec ceux publiés par Franck et Abel (1989) qui n'avaient trouvé aucune variation significative de résistance à l'avancement entre  $0$  et  $1,6 \text{ m.s}^{-1}$  avec un chariot équipé de quatre roues identiques. Cependant, les caractéristiques de leur engin ne permettaient pas de transposer directement ces résultats à la locomotion en fauteuil roulant. En revanche, Coutts (1991) avait constaté une augmentation significative de  $F_{ra}$  lors de tests de décélération réalisés dans les mêmes conditions expérimentales que notre étude (un sujet immobile et droit sur un fauteuil roulant) à des vitesses supérieures à  $2 \text{ m.s}^{-1}$ . Cependant, il n'avait pas étudié l'évolution de  $F_{ra}$  à des vitesses inférieures à  $2 \text{ m.s}^{-1}$ .



**Figure 37** Evolution de  $F_{ra}$  en fonction de la vitesse de déplacement du fauteuil lorsqu'un sujet se tient droit sur le fauteuil ( $R_N=946N$  et  $Rep=36\%$ ).

En conclusion, l'étude de l'influence de la vitesse de déplacement du système sujet-fauteuil sur la résultante des forces de freinage apporte un précieux renseignement sur la compréhension des sources de variation de  $F_{ra}$  au cours des déplacements en fauteuil roulant. En effet, contrairement aux deux paramètres précédemment étudiés,  $R_N$  et  $Rep$ , la vitesse du fauteuil n'est pas à prendre en compte dans le modèle d'évaluation de  $F_{ra}$  lors de déplacements à des vitesses inférieures à  $2 m.s^{-1}$ .

#### 4-2-5. Définition du modèle mathématique d'estimation de $F_{ra}$

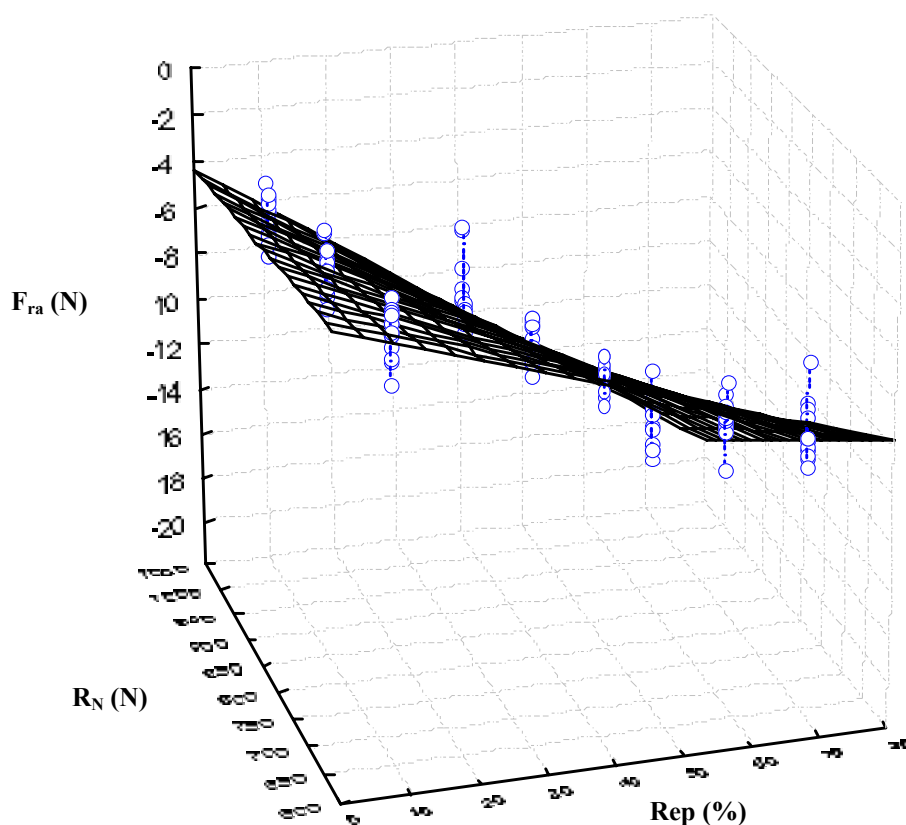
##### 4-2-5-1. Choix du modèle mathématique

Sur la base des résultats des expérimentations précédentes, un modèle mathématique a été déterminé de manière statistique en vue d'évaluer  $F_{ra}$  en fonction de  $Rep$  et  $R_N$  :

$$F_{ra} = a R_N + b Re p + c R_N Re p \quad (N)$$

Cette fonction de deux variables représente l'équation d'une surface où les coefficients  $a$  et  $c$  sont sans unité et  $b$  est en Newtons. La surface ainsi obtenue passe au mieux par les

neuf séries de points expérimentaux et permet de calculer  $F_{ra}$  pour tout couple de valeurs de  $R_N$  et de  $Rep$  (figure 38).



**Figure 38** Représentation de la fonction mathématique d'évaluation de  $F_{ra}$  en fonction de  $R_N$  et de  $Rep$ . Cette fonction a été déterminée à partir des résultats des neuf séries de mesures de décélération (cercles noirs).

Les trois coefficients ( $a$ ,  $b$  et  $c$ ) sont spécifiques à un fauteuil particulier avec ses propres réglages (longueur fonctionnelle, diamètre des roues avant et arrière, pression des pneus), roulant sur un sol donné. Aussi, à chaque fois qu'un de ces paramètres est modifié (exemple : changement de lieu d'expérimentation), l'étalonnage complet du fauteuil doit être recommencé.

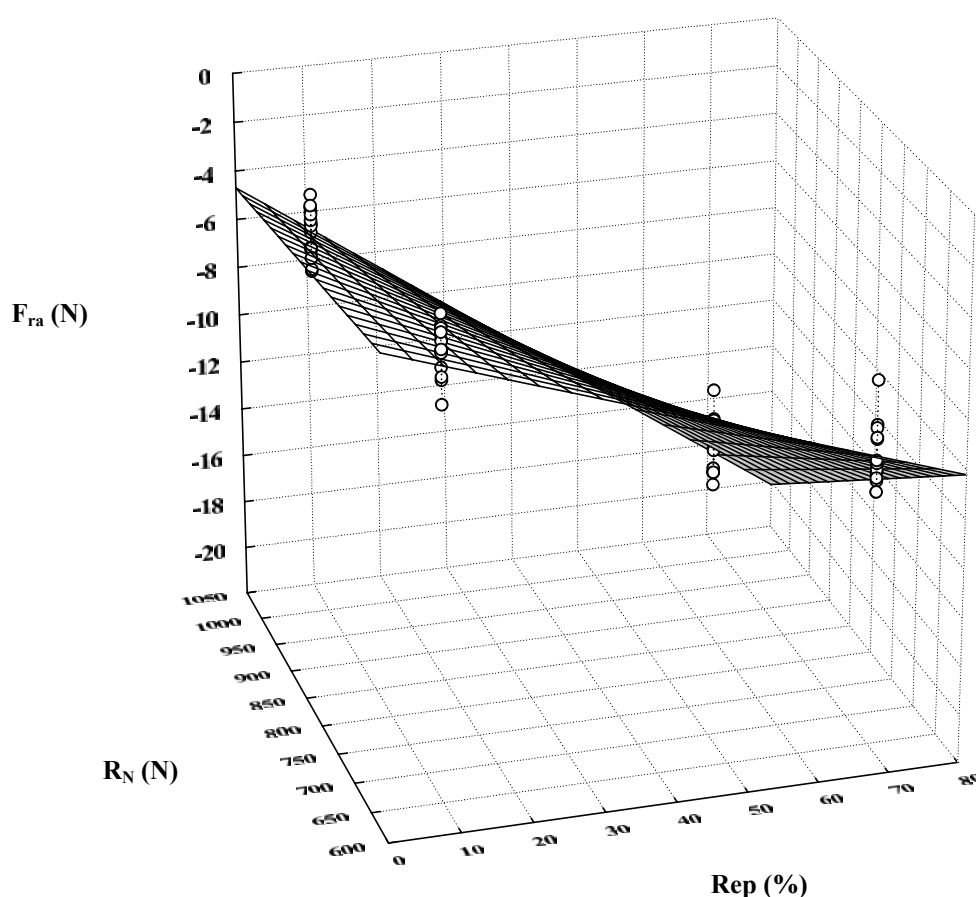
#### 4-2-5-2. Simplification de la procédure d'étalonnage du fauteuil

Afin de simplifier cette procédure d'étalonnage relativement longue (une journée complète d'expérimentation), une nouvelle fonction a été calculée à partir des résultats des

essais réalisés avec seulement quatre séries de mesure correspondant aux valeurs extrêmes de  $R_N$  et de  $Rep$  : seules les séries concernant les répartitions  $Rep10$  et  $Rep70$  combinées avec les valeurs de  $R_N$  de  $641\text{ N}$  et  $1034\text{ N}$  ont été utilisées (tableau 9, figure 39).

	$a$	$b$	$c$
Coefficients calculés avec neuf séries de mesures	-0,004164	0,036712	-0,000215
Coefficients calculés avec quatre séries de mesures	-0,004380	0,033006	-0,000213

**Tableau 9** Résultats des deux jeux de coefficient issus des deux types de protocole : complet (neuf séries d'essais) et simplifié (quatre séries d'essais)



**Figure 39** Représentation de la fonction mathématique d'évaluation de  $F_{ra}$  en fonction de  $R_N$  et de  $Rep$ . Cette fonction a été déterminée à partir des résultats des quatre séries de mesures de décélération (cercles noirs).

Les deux fonctions ainsi obtenues ont été comparées en utilisant deux jeux de données représentatifs construits en faisant varier  $Rep$  entre  $10\%$  et  $70\%$ , par pas de  $5\%$ , et  $R_N$  entre  $650\text{ N}$  et  $1150\text{ N}$ , par pas de  $50\text{ N}$ . Les cent quarante trois valeurs obtenues pour  $F_{ra}$  à partir de

chacun des protocoles ont ensuite été comparées une à une à l'aide d'un test de Kolmogorov Smirnov. Les résultats statistiques n'ont fait apparaître aucune différence entre les deux jeux de coefficients ( $a$ ,  $b$  et  $c$ ). Par conséquent, le protocole d'étalonnage de  $F_{ra}$  peut être réduit à quatre séries de mesures de décélération avec des modalités différentes, combinant des valeurs extrêmes  $R_N$  et de  $Rep$ .

#### 4-2-6. Etalonnage de $F_{ra}$ pour le fauteuil roulant ergomètre

Les expérimentations en situation réelle de déplacement avec un sujet ont eu lieu dans le stadium couvert d'athlétisme (stadium Jean Péllez, Aubière). Quatre séries de mesures de la décélération ont été réalisées pour calculer les coefficients de la fonction mathématique d'évaluation de  $F_{ra}$  en fonction de  $R_N$  et de  $Rep$  avec le fauteuil roulant ergomètre réglé dans sa configuration expérimentale (voir chapitre 3-1, p65).

Les deux masses choisies (50 kg et 90 kg) pour simuler la masse du sujet ont été additionnées à la masse du fauteuil roulant à vide équipé du support (39 kg) afin d'obtenir la masse totale du système dans les deux conditions (89 kg et 129 kg) et les deux réactions normales, correspondantes (873 N et 1265 N). Chacune des deux masses a été placée successivement sur le support en deux positions distinctes suivant l'axe antéro-postérieur du fauteuil, de façon à obtenir deux répartitions ( $Rep$ ) différentes de la masse totale du système sur les roues avant. Les répartitions calculées étaient 42,3% et 66,6% lorsque  $R_N$  était égale à 873 N et 43,5% et 71,8% lorsque  $R_N$  était égale à 1265 N. Quinze essais ont été retenus pour chacune des quatre modalités, soit un total de soixante essais (tableau 10).

Les coefficients calculés à partir des quatre séries de mesures ont permis d'exprimer la fonction d'évaluation de  $F_{ra}$  en fonction de  $R_N$  et  $Rep$  :

$$F_{ra} = -0,003046 R_N + 0,331053 Rep - 0,000788 R_N Rep \quad (N)$$



Cette fonction était applicable à toutes les expérimentations réalisées dans le même lieu avec le fauteuil roulant ergomètre possédant les mêmes réglages (longueur fonctionnelle, diamètre des roues avant et arrière, pression des pneus) et à des vitesses inférieures à  $2 \text{ m.s}^{-1}$ .

	Modalités			
$R_N (N)$	873		1265	
$Rep (\%)$	42,3 ( $\pm 0,0$ )	66,6 ( $\pm 0,0$ )	43,5 ( $\pm 0,0$ )	71,8 ( $\pm 0,3$ )
Distance ( $m$ )	16,68 ( $\pm 1,47$ )	17,71 ( $\pm 1,28$ )	16,80 ( $\pm 2,34$ )	16,45 ( $\pm 1,84$ )
Déviatiion latérale ( $cm$ )	-25,8 ( $\pm 19,9$ )	-17,0 ( $\pm 22,1$ )	-26,4 ( $\pm 16,2$ )	-58,7 ( $\pm 11,1$ )
Vitesse initiale ( $m.s^{-1}$ )	2,04 ( $\pm 0,10$ )	2,45 ( $\pm 0,19$ )	2,19 ( $\pm 0,17$ )	2,69 ( $\pm 0,26$ )
Décélération ( $m.s^{-2}$ )	-0,19 ( $\pm 0,01$ )	-0,30 ( $\pm 0,03$ )	-0,26 ( $\pm 0,03$ )	-0,40 ( $\pm 0,03$ )
$F_{ra} (N)$	<b>-16,7 (<math>\pm 0,6</math>)</b>	<b>-27,1 (<math>\pm 2,6</math>)</b>	<b>-33,5 (<math>\pm 3,9</math>)</b>	<b>-51,3 (<math>\pm 4,4</math>)</b>

**Tableau 10** Résultats des quatre séries d'étalonnage du fauteuil roulant ergomètre sur le sol du stade couvert d'athlétisme

## Résumé du chapitre 4-2.

*La résultante des forces de freinage,  $F_{ra}$ , a été déterminée sur le terrain à partir de mesures de décélération du fauteuil sur lequel le sujet avait été remplacé par des masses inertes. Ainsi  $F_{ra}$  a pu être calculée en fonction de la réaction normale appliquée sur le système,  $R_N$ , de la répartition de cette force entre les roues avant et arrière,  $Rep$ , et de la vitesse de déplacement du fauteuil. Les résultats ont montré que lorsqu'elle était inférieure à  $2 \text{ m.s}^{-1}$ , la vitesse du fauteuil n'avait aucune influence sur  $F_{ra}$ . En revanche,  $Rep$  et  $R_N$  expliquaient respectivement 92 % et 8 % des variations de  $F_{ra}$ . Ces résultats ont été utilisés pour déterminer la relation statistique permettant d'estimer  $F_{ra}$  en fonction de  $R_N$  et de  $Rep$  :*

$$F_{ra} = a R_N + b Rep + c R_N Rep$$

*Cette relation est spécifique aux réglages du fauteuil roulant utilisé et au revêtement sur lequel ont été réalisées les mesures. Par conséquent, les coefficients ( $a$ ,  $b$  et  $c$ ) doivent être recalculés à chaque fois qu'un des paramètres (ex : position des roues arrière) est changé. Il a ensuite été démontré que cet étalonnage pouvait être simplifié et réduit à seulement quatre séries de mesures de décélération correspondant à quatre combinaisons différentes de  $R_N$  et  $Rep$ .*

*Grâce à l'accéléromètre et au dynamomètre fixé sous le siège, il a été possible de calculer  $R_N$  et  $Rep$  en temps réel, et par conséquent d'estimer l'évolution de  $F_{ra}$  au cours des déplacements sur le terrain.*

## 4-3. Analyse de la trajectoire du *FRE*

### 4-3-1. Introduction

Le principal objectif de cette partie expérimentale était de vérifier la méthode de calcul de la trajectoire du fauteuil, lors de déplacements réalisés sur le terrain, à partir de la modélisation cinématique (voir chapitre 2-2 p44). Cette vérification a été réalisée en trois étapes :

- Les déplacements du fauteuil peuvent être calculés à partir des données fournies par l'accéléromètre tri-dimensionnel, ou des positions de chacune des roues arrière du fauteuil par rapport au châssis, mesurées par les potentiomètres angulaires (voir chapitre 2-2 p44). Une première expérimentation a permis de déterminer le type de capteur permettant de calculer les déplacements du fauteuil les plus précis.
- Une simulation numérique a ensuite permis, non seulement de valider le modèle de reconstruction de la trajectoire du fauteuil sur un plan horizontal, mais aussi d'étudier les influences respectives de la fréquence d'acquisition et de la vitesse de déplacement du fauteuil sur la précision de la trajectoire calculée.
- Enfin, une expérimentation sur le terrain a permis de comparer les trajectoires calculées avec les trajectoires réelles du fauteuil sur deux types de parcours. Les résultats de ces essais ont permis de vérifier la méthode de calcul et de déterminer les corrections nécessaires à la reconstruction de la trajectoire du fauteuil.

### 4-3-2. Choix des données cinématiques

Les déplacements effectués par le fauteuil peuvent être calculés à partir des grandeurs mesurées par deux types de capteurs embarqués sur le fauteuil : les potentiomètres angulaires

fixés au niveau des axes des roues arrière et l'accéléromètre tridimensionnel fixé sous le siège. Dans le but de choisir le capteur le mieux adapté au calcul de la trajectoire du fauteuil, une série de quatorze déplacements en ligne droite a été réalisée, afin de comparer les distances calculées respectivement à partir des potentiomètres et de l'accéléromètre avec les distances réelles parcourues par le fauteuil, mesurées directement sur le terrain.

#### 4-3-2-1. Calculs des distances parcourues

Le fauteuil roulant ergomètre et le protocole expérimental utilisés sont les mêmes que ceux décrits dans l'étude de l'influence de la vitesse sur la résultante des forces de freinage (voir chapitre 4-2 p106). Les essais se sont déroulés dans un stadium d'athlétisme couvert et ont été réalisés par un sujet masculin valide (26 ans, 58 kg, 1,74 m). Un assistant placé derrière le fauteuil lui appliquait une poussée sur un à deux mètres environ de façon à ce que le système sujet-fauteuil se déplace suivant une ligne droite matérialisée sur le sol et qu'il s'arrête de lui-même au bout d'une quinzaine de mètres pour chacun des quatorze essais. La distance parcourue par le fauteuil selon l'axe  $X$  du référentiel absolu ( $R$ ) et la déviation latérale selon l'axe  $Z$ , par rapport à la ligne sur le sol, ont été relevées avec une précision de  $10^{-2}$  m. La distance réelle parcourue par le fauteuil ( $D_{réelle}$ ) correspondait à la somme vectorielle du déplacement mesuré suivant  $X$  et de la déviation latérale mesurée suivant  $Z$ .

Les intégrations successives des accélérations mesurées permettent de calculer, dans un premier temps, la vitesse brute du fauteuil ( $V_{brute}$ ), puis la distance brute ( $Da_{brute}$ ). Les intégrations ont été réalisées à l'aide de la méthode de Simpson :

$$I = \frac{x_{i+1} - x_i}{6} (f(x_{i-1}) + 4f(x_i) + f(x_{i+1}))$$

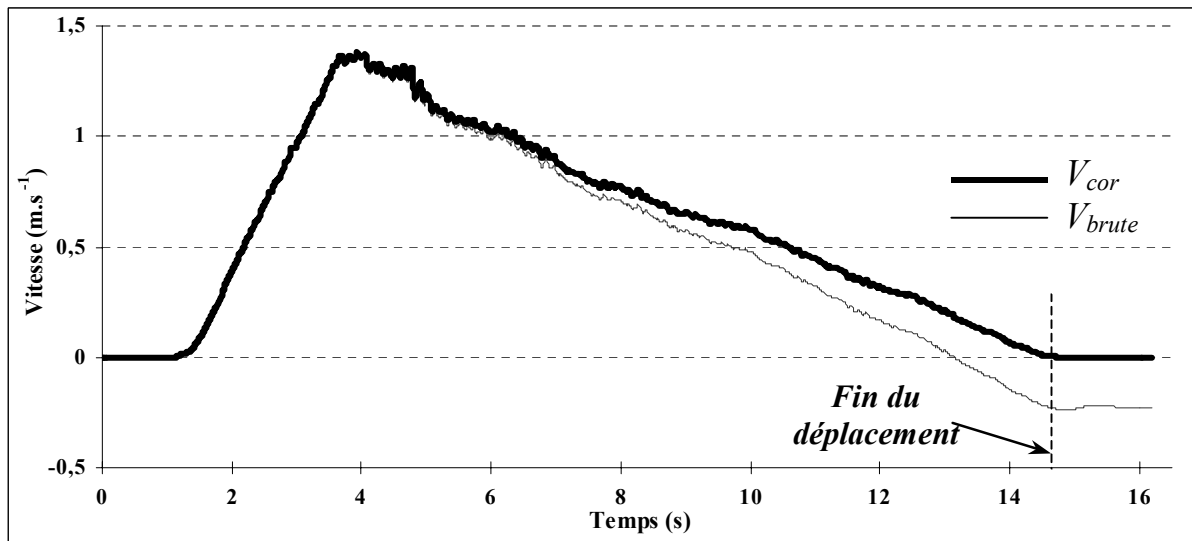
A la fin du déplacement, alors que le fauteuil était à l'arrêt, une vitesse résiduelle ( $V_{res}$ ) était calculée sur la courbe de vitesse brute (figure 40). Sachant qu'à cet instant, la vitesse

devait être nulle, les accélérations brutes ont été corrigées en considérant une accélération moyenne de dérive ( $a_{der}$ ) constante tout au long du déplacement :

$$a_{der} = \frac{V_{res}}{\Delta t} \quad (m.s^{-2})$$

où  $\Delta t$  est la durée du déplacement.

Cette dérive était ensuite soustraite de l'accélération brute entre les instants de début et de fin de mouvement de façon à calculer la vitesse corrigée ( $V_{cor}$ ), ainsi que la distance corrigée ( $Da_{cor}$ ).



**Figure 40** Vitesses brute et corrigée calculées à partir des accélérations mesurées par l'accéléromètre.

Les potentiomètres angulaires donnent la position angulaire de chacune des roues arrière par rapport au châssis du fauteuil et permettent de calculer la distance parcourue ( $Dp$ ) grâce à la modélisation cinématique (voir chapitre 2-2 p44).

#### 4-3-2-2. Résultats et discussion

L'écart de linéarité ( $El$ ) correspond à la plus grande différence observée ( $Dif_{max}$ ) entre les distances réelles et les trois séries de distances calculées ( $Da_{brute}$ ,  $Da_{cor}$  et  $Dp$ ), et exprimée par rapport à l'étendue de mesure (tableau 11) :

$$El = \frac{Dif_{max}}{D_{réelle_{max}}} \times 100 \quad (\%)$$

	$D_{réelle}$	$Da_{brute}$	$Da_{cor}$	$Dp$
Distance minimale (m)	12,45	13,76	13,00	12,54
Distance maximale (m)	23,95	27,07	25,97	24,02
Distance moyenne (m)	16,30	19,04	17,46	16,40
Ecart Type (m)	3,06	3,62	3,35	3,08
Ecart de linéarité (pourcentage de l'E.M.)		<b>20,2</b>	<b>8,4</b>	<b>0,9</b>

**Tableau 11** Comparaison des distances réelles parcourues par le fauteuil et des distances calculées à partir des mesures de l'accéléromètre et des potentiomètres.

La moins bonne précision des calculs de distances à partir de l'accéléromètre ( $El > 20\%$ ) pourrait provenir des variations d'orientation de l'accéléromètre au cours du déplacement. En effet, en raison des imperfections du sol, de l'écrasement des pneumatiques ou encore de la non rigidité du châssis du fauteuil, les axes de l'accéléromètre peuvent changer d'orientation au cours du déplacement, entraînant une légère modification de la répartition de  $\vec{g}$  sur les trois axes. Par conséquent, la correction angulaire réalisée à partir de l'enregistrement des accélérations avant le début du mouvement du fauteuil (voir chapitre 3-2, p69) n'est donc plus parfaitement adaptée aux orientations instantanées du capteur, ce qui provoque une erreur dans les valeurs des vitesses et des distances calculées. Cette erreur est illustrée par la courbe de  $V_{brute}$  (figure 40) qui n'est pas nulle à la fin du déplacement alors que le fauteuil est immobile. Ainsi, par exemple, une modification de l'orientation du fauteuil d'un angle de seulement  $\pm 0,1^\circ$  par rapport à l'axe transversal  $Z_f$  entraînerait la mesure d'une composante de  $\vec{g}$  de  $0,017 \text{ m.s}^{-2}$  sur l'axe antéro-postérieur  $X_f$ . Sur un enregistrement de 12 s, l'erreur serait alors de  $\pm 0,2 \text{ m.s}^{-1}$  sur le calcul de la vitesse et de  $\pm 1,2 \text{ m}$  sur le déplacement, soit un ordre de grandeur comparable à valeur de  $V_{res}$  observée sur la courbe de  $V_{brute}$  à la fin du déplacement. Cet exemple justifie la correction globale de l'accélération effectuée à partir de la valeur de

$V_{res}$  qui permet d'améliorer nettement les résultats du calcul de la distance : l'écart de linéarité diminue alors de 20 % à 8 % environ. L'écart de linéarité qui subsiste sur les valeurs de  $Da_{cor}$  (8 %) montre les limites de l'utilisation d'un accéléromètre pour calculer le déplacement du fauteuil et met ainsi en évidence la nécessité de contrôler en permanence et très précisément l'orientation du référentiel de l'accéléromètre, en le remplaçant par une centrale inertielle, par exemple. Une seconde source d'incertitude pour les calculs de distances à partir de l'accéléromètre pourrait également provenir de la double intégration des accélérations.

Les distances calculées à partir des potentiomètres ( $Dp$ ) sont très proches des distances réelles parcourues par le fauteuil ( $El < 1\%$ ). Ces résultats montrent que les potentiomètres angulaires permettent des calculs de distance nettement plus précis que ceux réalisés à partir de l'accéléromètre tridimensionnel. Cependant, dans le cas où le sujet ferait glisser un pneu sur le sol, la rotation de la roue arrière concernée ne correspondrait pas un déplacement du châssis du fauteuil et entraînerait donc une erreur dans le calcul de la trajectoire du fauteuil.

En conclusion, les potentiomètres angulaires semblent bien adaptés et doivent être préférés à l'accéléromètre pour les calculs de la trajectoire du fauteuil. L'accéléromètre triaxial reste en revanche le capteur de référence pour mesurer la décélération du fauteuil lors de la détermination de  $F_{ra}$ , car cette opération ne nécessite aucune intégration du signal.

### 4-3-3. Simulation du déplacement du fauteuil

#### 4-3-3-1. Etude théorique des influences de la fréquence d'acquisition et de la vitesse de déplacement sur la reconstruction de la trajectoire du fauteuil.

La position du centre de gravité du fauteuil ( $G_f$ ) au cours du déplacement est calculée par la relation (voir chapitre 2-2 p44) :

$$\left(\overline{OG_f}\right)_R = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{R}{D}(\varphi - \delta)\right) & 0 & \sin\left(\frac{R}{D}(\varphi - \delta)\right) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\left(\frac{R}{D}(\varphi - \delta)\right) & 0 & \cos\left(\frac{R}{D}(\varphi - \delta)\right) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \frac{R}{2}(\delta + \varphi) + X_{G_f} \\ Y_{G_f} \\ Z_{G_f} \end{pmatrix}$$

La trajectoire du fauteuil peut donc être reconstruite par une succession de segments de droite  $\left[OG_f\right]_i$ , représentant le déplacement du fauteuil entre deux instants successifs de mesure ( $i$  et  $i-1$ ). Les positions angulaires ( $\delta$  et  $\varphi$ ) de chacune des roues arrière du fauteuil par rapport au châssis étant mesurées par les potentiomètres angulaires (voir chapitre 3-2 p69), le déplacement angulaire de la roue droite ( $\Delta\delta$ ) entre deux instants successifs de mesure s'écrit par exemple :

$$\Delta\delta_i = \delta_i - \delta_{i-1} \quad (radians)$$

La vitesse ( $V$ ) du centre de l'axe de la roue droite,  $O_D$ , par rapport au référentiel absolu, exprimée dans  $R_f$ , s'écrit en fonction du rayon  $R$  (voir chapitre 2-2 p44) :

$$\vec{V} = R\dot{\delta}\vec{i}_f$$

soit : 
$$V = R\dot{\delta} \quad (m.s^{-1})$$

Sur l'intervalle de temps ( $\Delta t = t_i - t_{i-1}$ ) entre deux mesures successives :

$$V_i = \frac{R\Delta\delta_i}{\Delta t} \quad (m.s^{-1})$$

Or,  $\Delta t$  est l'inverse de la fréquence d'acquisition ( $f$ ) choisie par l'expérimentateur :

$$f = \frac{1}{\Delta t} \quad (Hz)$$

En remplaçant  $\Delta t$  dans l'équation de la vitesse, celle-ci devient :

$$V_i = fR\Delta\delta_i \quad (m.s^{-1})$$



Par conséquent, le déplacement angulaire entre deux mesures successives du potentiomètre dépend à la fois de la vitesse de déplacement de l'axe de la roue et de la fréquence d'acquisition choisie :

$$\Delta\delta_i = \frac{V_i}{fR} \quad (radians)$$

Les segments de droite permettant la reconstruction de la trajectoire du fauteuil,  $[OG_f]_i$ , et donc les déplacements angulaires  $\Delta\delta_i$  correspondants, doivent être les plus petits possibles, afin que ces segments se confondent avec la trajectoire réelle du fauteuil. Le rayon des roues arrière étant supposé constant, l'expérimentateur doit choisir la fréquence d'acquisition de telle sorte que  $\Delta\delta_i$  reste faible en regard de la vitesse du fauteuil au cours du déplacement étudié :

$$f = \frac{V_i}{\Delta\delta_i \times R} \quad (Hz)$$

$\Delta\delta_{max}$  a été défini comme le déplacement angulaire maximum au delà duquel la précision de la reconstruction de la trajectoire ne serait pas satisfaisante. Dans la mesure où aucun filtrage numérique n'est appliqué lors des différentes étapes de reconstruction ; et afin de ne pas avoir un fichier d'acquisition trop volumineux (comme il pourrait l'être en choisissant une fréquence d'acquisition maximale), il est possible de calculer une fréquence d'acquisition optimale ( $f_{opt}$ ) en fonction de  $\Delta\delta_{max}$ , du rayon  $R$  et de la gamme de vitesses du fauteuil ( $V$ ) lors du déplacement étudié :

$$f_{opt} = \frac{V}{\Delta\delta_{max} \times R} \quad (Hz)$$

#### 4-3-3-2. Comparaison des trajectoires théorique et calculée du fauteuil à partir d'une simulation numérique

##### 4-3-3-2-1. Définition des erreurs relatives de déplacement et d'orientation

La détermination de  $\Delta\delta_{max}$  et la validation du modèle cinématique de reconstruction de la trajectoire du fauteuil ont été effectuées à l'aide d'une simulation numérique comparant une trajectoire théorique avec une trajectoire calculée à partir des déplacements angulaires  $\Delta\delta$  et  $\Delta\varphi$ . Les critères de comparaison étaient les erreurs de déplacement ( $Ed$ ) et d'orientation ( $EO$ ) de la trajectoire calculée par rapport à la trajectoire théorique :

- $Ed$  correspondait à la différence entre les distances théorique,  $D_{th}$ , et calculée,  $D_{cal}$  ( $De = D_{cal} - D_{th}$ ), et était exprimée en pourcentage de la distance théorique parcourue par  $O_f$  (figure 41) :

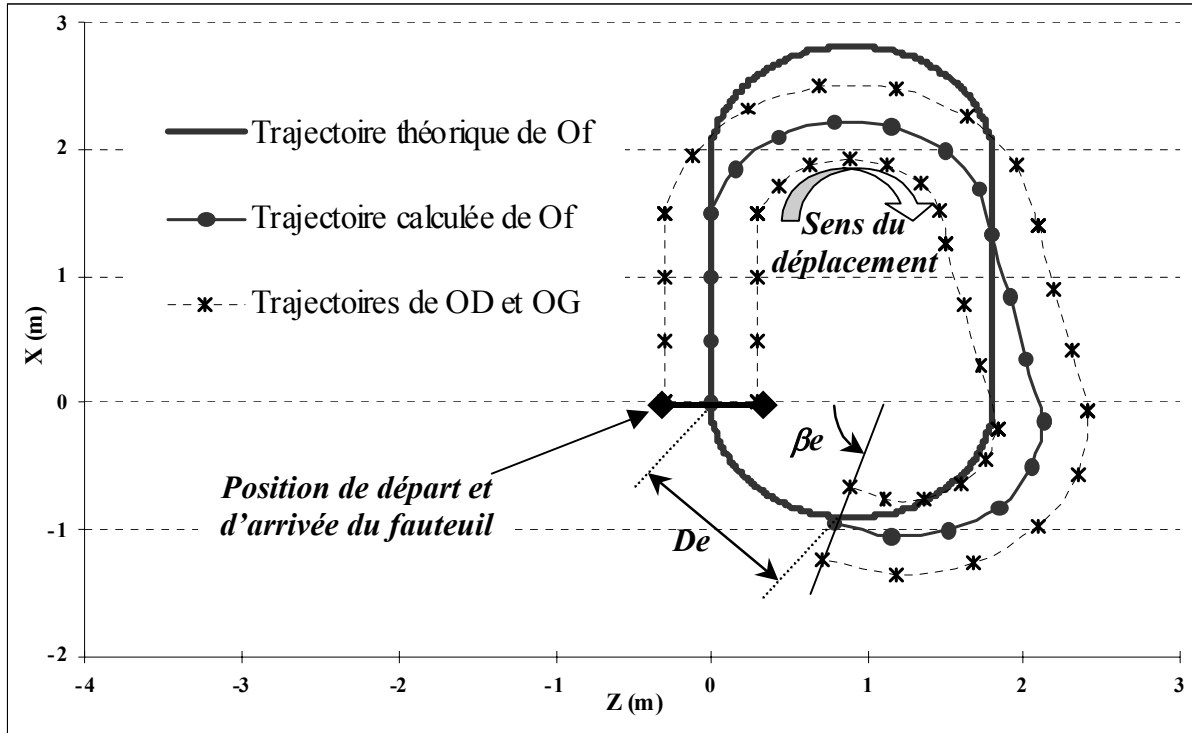
$$Ed = \frac{D_{cal} - D_{th}}{D_{th}} \times 100 \quad (\%)$$

- $EO$  correspondait à la différence entre les orientations finales théorique,  $\beta_{th}$ , et calculée,  $\beta_{cal}$  ( $\beta e = \beta_{cal} - \beta_{th}$ ), du fauteuil dans le plan horizontal, et était exprimée en pourcentage de l'orientation théorique :

$$EO = \frac{\beta_{cal} - \beta_{th}}{\beta_{th}} \times 100 \quad (\%)$$

##### 4-3-3-2-2. Construction de la trajectoire théorique

Le déplacement théorique consistait en un parcours fermé comportant deux lignes droites et deux demi-tours à droite (figure 41) : la première ligne droite correspondait à un tour de roue, soit un déplacement linéaire du fauteuil de *1,915 mètres*, et le demi-tour sur la droite représentait un demi-cercle trajectoire d'un rayon de *0,9 m*, correspondant à deux tours pour la roue gauche et un tour complet pour la roue droite. La seconde moitié du déplacement



**Figure 41** Trajectoires théorique de  $O_f$  et calculées de  $O_f$ ,  $O_D$  et  $O_G$  (traits fins avec les points successifs de calcul) du fauteuil ; la fréquence d'acquisition lors de ce calcul est faible (8 Hz) et la vitesse de déplacement élevée ( $4 \text{ m.s}^{-1}$ ) afin de bien visualiser la différence de trajectoire ainsi que les éléments de comparaison entre les deux : la distance séparant la position finale calculée ( $De$ ) et l'erreur d'orientation du fauteuil ( $\beta_e$ ).

était identique à la première et permettait de replacer le fauteuil dans sa position initiale.

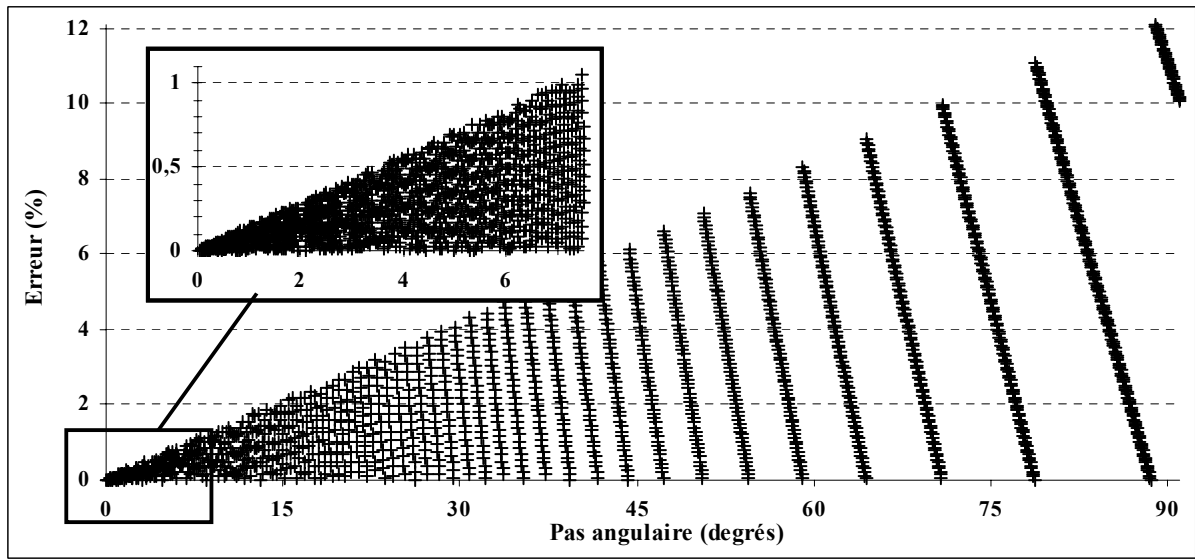
Ainsi,  $D_{th}$  était égale à 9,485 m et  $\beta_{th}$  correspondait à un tour complet, c'est-à-dire  $2\pi \text{ radians}$ .

La valeur de  $\Delta\delta_{max}$  a été déterminée à partir de la simulation numérique en faisant varier  $\Delta\delta_i$  de 0,001 à 1,570 radians (ou  $90^\circ$ ), par pas de 0,001 radian.

Les trajectoires de l'origine du référentiel lié au fauteuil,  $O_f$ , et des centres de rotation de chacune des roues arrière,  $O_D$  et  $O_G$  ont été simulées à l'aide du logiciel de calcul Matlab 5.2 (The MathWorks, Inc, USA).

#### 4-3-3-3. Résultats et discussion de la simulation

Les erreurs relatives du déplacement de  $O_f$  ( $Ed$ ) étant légèrement inférieures à celles de l'orientation du fauteuil ( $Eo$ ), afin ne pas minimiser les erreurs, seuls les calculs réalisés à partir de l'orientation du fauteuil ( $Eo$ ) ont été considérés. Le tracé des erreurs relatives



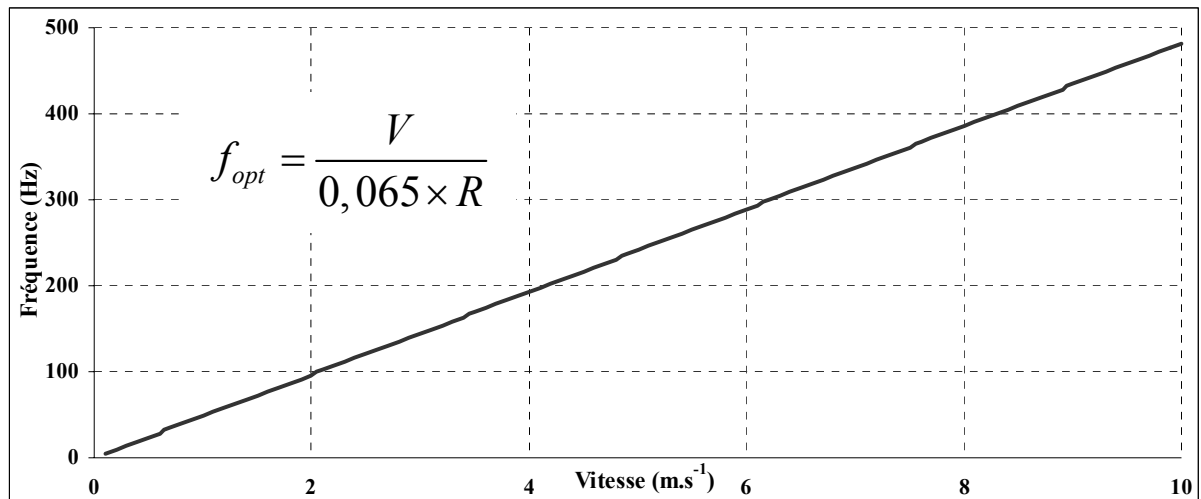
**Figure 42** Erreurs d'orientation finale du fauteuil ( $E_o$ ) en fonction du pas angulaire choisi pour la simulation.

d'orientation en fonction de déplacement angulaire choisi (figure 42) a mis en évidence l'influence nette de  $\Delta\delta$  sur  $E_o$ . En fixant comme limite acceptable le seuil de 0,5 % d'erreur, la valeur de  $\Delta\delta_{max}$  a été choisie à 0,065 radians, soit environ  $4^\circ$ . La relation permettant de choisir la fréquence d'acquisition optimale s'écrivait donc :

$$f_{opt} = \frac{V}{0,065 \times R} \quad (Hz)$$

Cette relation a permis de tracer l'évolution de  $f_{opt}$  en fonction de la vitesse maximale estimée des déplacements étudiés (figure 43). Ainsi, lors d'un déplacement à allure de confort, où la vitesse ne dépasse pas  $2 \text{ m.s}^{-1}$ , une fréquence d'acquisition de 100 Hz est suffisante, alors que dans le cas d'un sprint sur une courte distance, où la vitesse peut atteindre  $8 \text{ m.s}^{-1}$ , une fréquence d'acquisition de 400 Hz serait nécessaire.

Cette simulation numérique de la trajectoire du fauteuil a montré que la méthode de calcul utilisée était tout à fait adaptée aux déplacements sur un plan horizontal, à condition de mesurer les positions angulaires de chacune des roues arrière avec une fréquence d'acquisition adaptée à la vitesse de déplacement étudiée.



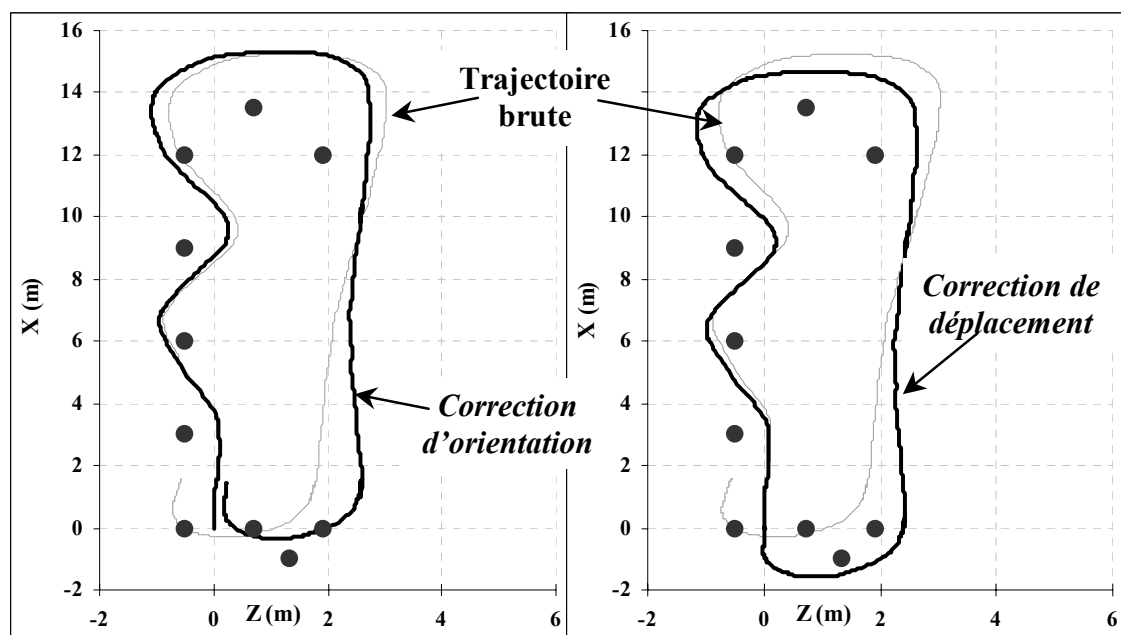
**Figure 43** Fréquence d'acquisition optimale ( $f_{opt}$ ) en fonction de la vitesse de déplacement du fauteuil étudié ( $V$ ) afin que l'erreur due à la méthode de calcul de la trajectoire du fauteuil soit inférieure à 0,5%.

#### 4-3-4. Application à des trajectoires réelles

La seconde étape de vérification de la méthode de reconstruction de la trajectoire du fauteuil a consisté à comparer les trajectoires calculées avec les trajectoires réelles du fauteuil sur deux parcours différents : un parcours complexe de type slalom (figure 44) correspondant à un déplacement d'environ 35 m, et un tour de stade (figure 45), plus simple mais correspondant à un déplacement plus important d'environ 270 m.

Les essais se sont déroulés dans un stadium d'athlétisme couvert et ont été réalisés par un sujet masculin valide (21 ans, 70 kg, 1,79 m). Sur chaque parcours, des repères sur le sol guidaient le sujet et l'aidaient à replacer le fauteuil à la fin du déplacement dans une position strictement identique à la position de départ.

Dans la mesure où la vitesse du fauteuil ne dépassait pas 2 m.s<sup>-1</sup> sur les deux parcours, une fréquence d'acquisition de 100 Hz était suffisante. Les erreurs relatives d'orientation ( $E_o$ ) et de déplacement ( $E_d$ ) des trajectoires reconstruites ont été calculées, puis corrigées suivant deux méthodes successives : la correction de l'écart d'orientation et la correction de l'écart de déplacement.

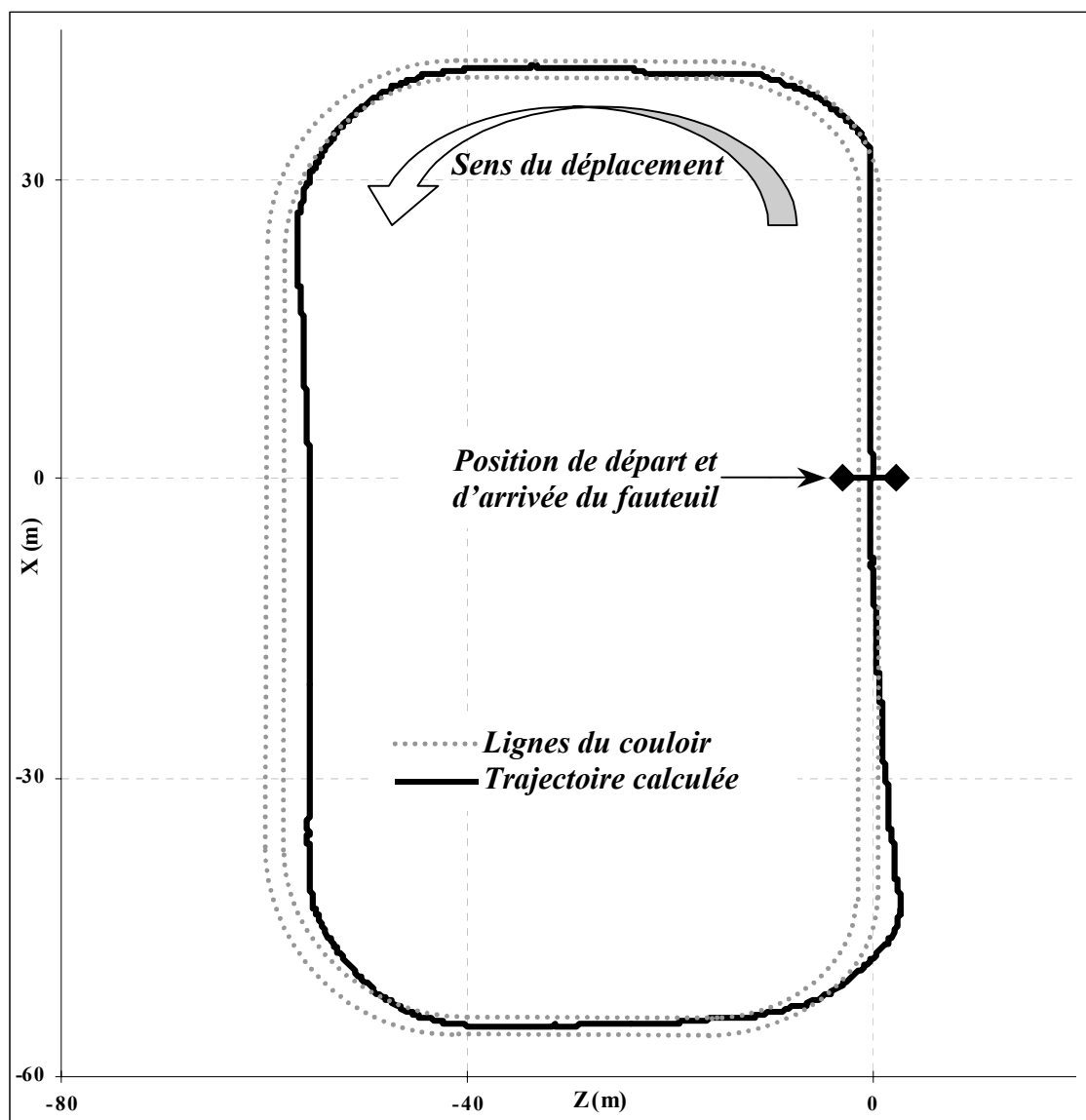


**Figure 44** Trajectoires du fauteuil calculées lors d'un slalom : brute, après la correction d'orientation et après la correction de déplacement de  $O_f$ .

#### 4-3-4-1. Méthodes de correction de la trajectoire

Sur les deux parcours réalisés, la trajectoire calculée ne correspondait pas toujours exactement à la trajectoire réellement suivie par le fauteuil. En effet, outre la méthode de calcul et la fréquence d'acquisition utilisées, l'erreur d'orientation finale du fauteuil pouvait également provenir d'une différence de rayon entre les roues arrière droite ( $R_d$ ) et gauche ( $R_g$ ). Celle-ci pouvait s'expliquer par une différence de pression ou par un écrasement différent des pneumatiques, dû à une position décentrée du sujet sur le fauteuil. De plus, des glissements des roues arrière sur le sol engendreraient des différences entre les rotations des roues arrière par rapport au châssis et les déplacements réels du fauteuil. Ces erreurs ont été corrigées de façon globale en utilisant des positions de référence où la position et l'orientation réelles du fauteuil étaient connues précisément. La trajectoire calculée entre deux positions de référence a été corrigée en deux étapes : tout d'abord l'écart d'orientation a été corrigé en partant de l'hypothèse que cette erreur provenait d'une différence entre les rayons des deux roues

arrière. Ensuite, la correction de l'écart de déplacement a permis de recalculer la trajectoire calculée par rapport à la position de référence, de façon à prendre en compte l'ensemble des causes d'erreurs résiduelles.



**Figure 45** Trajectoire de  $O_f$  calculée lors d'un tour de stade d'athlétisme.

#### 4-3-4-1-1. Correction de l'écart d'orientation

Les rayons des roues arrière interviennent directement dans le calcul de l'orientation ( $\beta$ ) du fauteuil dans le plan (voir chapitre 2-2, p44) :

$$\beta = \frac{R}{D}(\varphi - \delta) \quad (radian)$$

En faisant intervenir  $R_d$  et  $R_g$ , l'équation précédente devient :

$$\beta = \frac{1}{D}(R_g\varphi - R_d\delta) \quad (radian)$$

Ainsi, connaissant l'orientation réelle du fauteuil à une position de référence, il est possible de calculer la valeur d'un des deux rayons de telle sorte que l'orientation du fauteuil recalculée soit égale à son orientation réelle. En choisissant arbitrairement un rayon ( $R_g$  par exemple), celui-ci peut être exprimé en fonction des autres paramètres pour une orientation connue du fauteuil et des déplacements angulaires donnés :

$$R_g = \frac{\beta D + R_d\delta}{\varphi} \quad (m)$$

La valeur ainsi corrigée du rayon de la roue arrière gauche permet d'obtenir l'orientation finale correcte du fauteuil et de recalculer l'ensemble de la trajectoire entre deux positions de référence.

#### 4-3-4-1-2. Correction de l'écart de déplacement

La seconde correction globale est effectuée à partir de la différence entre les positions finales réelle et calculée du fauteuil. Le principe général de cette correction est de recalculer la trajectoire calculée du fauteuil de façon à ce qu'elle passe par les positions de référence. La correction est effectuée successivement sur chacun des axes  $X$  et  $Z$  du référentiel absolu  $R$  définissant le plan horizontal. Les erreurs de position sur les axes  $X$  et  $Z$ , ( $E_X$  et  $E_Z$ ) sont



soustraites de façon progressive des positions brutes calculées ( $Xb$  et  $Zb$ ) afin d'obtenir les positions corrigées ( $Xc$  et  $Zc$ ) :

$$Xc = Xb - E_x \quad (m)$$

et : 
$$Zc = Zb - Z_x \quad (m)$$

Sur les deux parcours réalisés, les positions de référence étaient le départ et l'arrivée, car, à ces instants, la position du fauteuil était repérée précisément.

#### 4-3-4-2. Résultats du slalom

Bien que l'allure générale du slalom réalisé se retrouve dans la trajectoire brute calculée de  $O_f$  (figure 44), celle-ci ne respectait pas exactement le balisage au sol et les erreurs d'orientation et de déplacement étaient de 2,0 % et 4,5 %, respectivement.

La valeur de  $R_g$  calculée à l'aide de la méthode de correction de l'orientation du fauteuil, était de 0,3042 m, soit une différence de 0,6 mm avec la valeur de  $R_g$  théorique. Cet écart de 0,2 % par rapport à la valeur du rayon initiale suffisait à expliquer l'erreur d'orientation finale du fauteuil. Une fois cette correction réalisée, l'erreur d'orientation finale est devenue logiquement nulle ( $E_o = 0\%$ ) et l'erreur de déplacement avait diminué ( $E_d = 3,8\%$ ). En outre, l'allure générale du parcours avait été améliorée. Cependant, la trajectoire calculée ne respectait pas toujours exactement le balisage réel, notamment au niveau du second demi-tour qui se produisait trop tôt. Il a donc été nécessaire d'appliquer la seconde correction pour calculer la trajectoire finale de  $O_f$ , qui s'avéra alors parfaitement compatible avec le balisage au sol.

#### 4-3-4-3. Résultats du tour de stade

La trajectoire brute calculée de  $O_f$  était différente de la trajectoire réelle effectuée par le fauteuil : l'erreur d'orientation finale ( $E_o$ ) était de 2,2 % et l'erreur de déplacement ( $E_d$ ) de 7,8 %. La première correction angulaire a permis de ramener  $E_d$  à 1,8 %, en corrigeant la

valeur de  $R_g$  de  $0,6\text{ mm}$ . La trajectoire obtenue après la seconde correction (figure 45) pouvait alors être comparée avec la trajectoire réelle du fauteuil, qui se situait à l'intérieur du couloir tracé en pointillés sur la figure. En plusieurs endroits, la trajectoire calculée sortait du couloir : dans la ligne droite opposée au départ du fauteuil, elle se décalait d'environ deux mètres sur la droite par rapport au couloir réellement suivi par le fauteuil ; un décalage dans la même direction et le même sens se retrouvait à la fin du dernier virage avant l'arrivée du fauteuil.

Ce calcul de trajectoire a montré que les corrections successives d'orientation et de position permettaient bien de retrouver globalement la trajectoire du fauteuil. Cependant, sur un déplacement important, où les positions de référence sont éloignées, comme le tour de stade réalisé dans cette étude, la précision sur le calcul des positions intermédiaires du fauteuil était moins bonne que dans le cas d'un déplacement plus court comme le slalom.

#### 4-3-5. Conclusion

Les résultats des expérimentations présentés dans ce chapitre ont permis non seulement de valider le modèle cinématique et la méthode de calcul des déplacements du fauteuil à partir de la mesure des positions angulaires des deux roues arrière, mais aussi d'identifier les limites de cette méthode. En conséquence, les expérimentations futures devront répondre aux critères suivants :

- Il est préférable de calculer le déplacement du fauteuil à partir des **potentiomètres angulaires** fixés sur les axes des roues arrière, pour autant que celles-ci ne glissent pas sur le sol.
- Afin de minimiser l'erreur due à la méthode de calcul ( $\leq 0,5\%$ ), **la fréquence d'acquisition** des signaux des potentiomètres angulaires doit être adaptée à la vitesse

estimée du fauteuil au cours du déplacement étudié. Elle doit au moins être égale à  $f_{opt}$ , calculée par l'équation suivante :

$$f_{opt} = \frac{V}{0,065 \times R} \quad (Hz)$$

- Les trajectoires calculées peuvent être corrigées à l'aide de **positions de référence** dont le nombre va dépendre de la durée du déplacement et de la présence éventuelle de virages.

Dans le cas d'un déplacement quelconque, en trois dimensions, il serait également nécessaire de contrôler l'orientation du fauteuil dans les trois directions de l'espace, à l'aide d'une centrale inertielle fixée sous le siège du fauteuil par exemple, de façon à calculer les deux angles  $\alpha$  et  $\gamma$  indispensables à la détermination de la matrice de passage  $M_{R_f}^R$  entre le référentiel lié au fauteuil,  $R_f$ , et le référentiel absolu,  $R$ .

### Résumé du chapitre 4-3.

*Pour analyser les déplacements du fauteuil sur le terrain, il était nécessaire de reconstruire sa trajectoire réelle à partir des seules mesures des capteurs cinématiques embarqués.*

*Une première expérimentation a montré qu'il était préférable d'utiliser les mesures des potentiomètres plutôt que celles de l'accéléromètre pour calculer le déplacement résultant du fauteuil. Ensuite, une simulation numérique a permis de valider une méthode de reconstruction de la trajectoire du fauteuil à partir des positions angulaires des roues arrière par rapport au châssis du fauteuil. Cette simulation a servi à estimer une fréquence optimale,  $f_{opt}$ , d'acquisition des signaux en fonction de la vitesse du fauteuil,  $V$ , et du rayon des roues arrière,  $R$ , permettant d'obtenir une erreur inférieure à 0,5% sur le déplacement et l'orientation du fauteuil :*

$$f_{opt} = \frac{V}{0,065 \times R}$$

*Cette méthode a été vérifiée en comparant les trajectoires calculée et réelle du fauteuil lors de différentes expérimentations réalisées sur un plan horizontal. Ces mesures ont également mis en évidence la nécessité d'utiliser des positions de référence intermédiaires, pour corriger régulièrement la position et l'orientation du fauteuil tout au long du déplacement.*

## 4-4. Analyse de la locomotion en fauteuil roulant en situation réelle

### 4-4-1. Introduction

L'objectif de cette partie expérimentale était double : tout d'abord, présenter l'ensemble des grandeurs cinématiques et dynamiques mesurées par le *FRE* en situation réelle de déplacement, puis utiliser les résultats pour vérifier la relation entre les efforts appliqués sur le fauteuil et son déplacement résultant à l'aide du modèle mécanique général de la locomotion en fauteuil roulant (voir chapitre 2-4 p62).

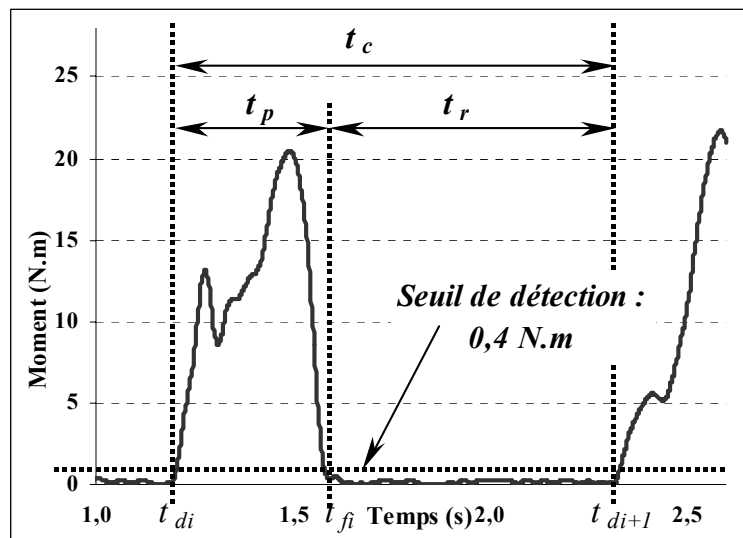
Le déplacement étudié consistait en une ligne droite d'environ soixante mètres réalisée à allure de confort par un sujet masculin valide (21 ans, 69 kg, 1,79 m) dans un stadium d'athlétisme couvert où les lignes des couloirs l'aidaient à conserver une trajectoire rectiligne. L'acquisition des signaux des capteurs fixés sur le *FRE* a été effectuée à une fréquence de 200 Hz (voir chapitre 3-3 p84) et les enregistrements au repos (voir chapitre 3-2 p69) s'effectuaient pendant cinq secondes, avant le début du mouvement et après l'arrêt du fauteuil, pendant lesquelles le sujet restait immobile, le buste redressé et les mains sur les genoux.

### 4-4-2. Calcul des paramètres mécaniques

Les grandeurs mécaniques fondamentales mesurées avec le *FRE* comprenaient l'accélération du fauteuil, les positions angulaires des roues arrière (voir chapitre 3-2 p69), et les torseurs des efforts appliqués par le sujet sur le siège et les mains courantes (voir chapitre 4-1 p88). Tous ces paramètres ont été exprimés dans le référentiel lié au fauteuil grâce aux différentes matrices de passage (voir chapitre 2-1 p41), puis utilisés pour calculer plusieurs grandeurs dérivées :

- La vitesse du fauteuil a été calculée selon deux méthodes : par dérivation des déplacements obtenus à partir des potentiomètres, et par intégration des mesures de l'accéléromètre (voir chapitre 2-2 p44) ;
- Dans le cas de la locomotion en fauteuil roulant manuel, le cycle de propulsion se décompose en deux phases : la « phase de poussée » pendant laquelle le sujet exerce un effort sur les mains courantes, et la « phase de retour » où le sujet n'est pas en contact avec les mains courantes. Les paramètres temporels de chacune des poussées (voir chapitre 1-2 p12) ont permis de calculer la durée de chaque cycle de propulsion,  $t_c$ , et des deux phases qui le composent :  $t_p$  et  $t_r$  pour les phases de poussée et de retour respectivement. Les instants de début et de fin de poussée ( $t_d$  et  $t_f$ ) ont été généralement déterminés soit à partir de la force appliquée sur les mains courantes (Rodgers *et al.* 1994 ;

Veegeer *et al.* 2002), soit à partir de la composante axiale du moment propulsif en utilisant une valeur seuil de  $0,4 \text{ N.m}$  (Mulroy *et al.* 1996 ; Newsam *et al.* 1996 ; Rao *et al.* 1996). Au cours de cette étude, c'est cette dernière méthode qui a été utilisée (figure 46) ;



**Figure 46** Identification des phases de poussée ( $t_p$ ) et de retour ( $t_r$ ) d'un cycle complet de locomotion ( $t_c$ ) à partir des instants de début ( $t_{di}$  et  $t_{di+1}$ ) et de fin de poussée ( $t_{fi}$ ), détectés sur la courbe du moment propulsif ( $M_z$ ) appliqué par le sujet sur chaque main courante.

- La force motrice globale,  $\vec{F}_m$ , résultante des actions du sujet sur chacune des deux mains courantes, a été calculée à partir des efforts mesurés par les deux roues dynamométriques (voir chapitre 2-3 p52) ;
- Les coordonnées du centre de pression ont été calculées à partir des efforts mesurés sous le siège. Il a ensuite été considéré que le centre de pression correspondait à la projection verticale du centre de gravité du système afin de calculer la répartition de la réaction normale entre les roues avant et arrière du fauteuil. La résultante des forces de freinage,  $\vec{F}_{ra}$ , a ensuite été estimée avec le modèle présenté précédemment (voir chapitre 4-2 p106).

Ces paramètres mécaniques ont enfin été mis en relation à l'aide du modèle mécanique général de la locomotion en fauteuil roulant (voir chapitre 4-2 p106) afin de comparer  $\vec{F}_m$  avec  $\vec{F}_{faut}$ , correspondant à la résultante des actions subies par le fauteuil ( $M \vec{\Gamma}_{G_f}^R$ ) à laquelle est soustraite  $\vec{F}_{ra}$  :

$$\vec{F}_m - M \left( \frac{m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right) = \vec{F}_{faut}$$

La différence entre  $\vec{F}_m$  et  $\vec{F}_{faut}$  permettait de calculer l'accélération du centre de gravité du sujet :

$$\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} = \left( \frac{m_f}{M m_s} \right) (\vec{F}_{faut} - \vec{F}_m)$$

L'évolution des différents paramètres mesurés ou calculés ont permis d'analyser le déplacement dans sa globalité, puis en distinguant le démarrage, c'est à dire la première phase d'application d'un effort sur les mains courantes par le sujet, d'une part, et les cycles de propulsion, constitués des phases de poussée et de retour, d'autre part.

Lors du démarrage, le calcul de l'impulsion ( $\vec{I}$ ) a permis de quantifier l'influence respective des forces définies au sein du modèle mécanique ( $\vec{F}_m$ ,  $\vec{F}_{faul}$  et  $\vec{F}_{ra}$ ), l'impulsion se définit comme la variation de la quantité de mouvement ( $\vec{p} = m\vec{v}$ ) :

$$\vec{I} = \Delta\vec{p}$$

La relation entre l'impulsion et la force résultante agissant sur le système est établie à partir de la deuxième loi de Newton :

$$\vec{F} = m \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{d\vec{p}}{dt}$$

donc :

$$\vec{F} = m \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{d\vec{p}}{dt} \Rightarrow \Delta\vec{p} = \int \vec{F} dt$$

et :

$$\vec{I} = \int \vec{F} dt$$

Chaque impulsion a été calculée en effectuant une intégration sur l'intervalle de temps correspondant à l'application de la force considérée.

Dans le but de décrire les phénomènes intervenant au cours du cycle de propulsion, les paramètres mécaniques ont été exprimés en pourcentage de la durée du cycle complet (van Drongelen *et al.* 2005), ce qui permettait de construire un cycle normalisé à partir des moyennes et écarts-types calculés sur seize cycles successifs, excluant les deux premières poussées et la dernière avant le freinage.

#### 4-4-3. Résultats

Le déplacement réalisé a duré environ trente-cinq secondes et comportait dix-neuf poussées successives suivies d'une phase de freinage avant l'immobilisation du fauteuil. Sur les figures suivantes, les grandeurs mesurées ou calculées ont été présentées sur l'ensemble du déplacement, puis exprimées dans le référentiel lié au fauteuil.



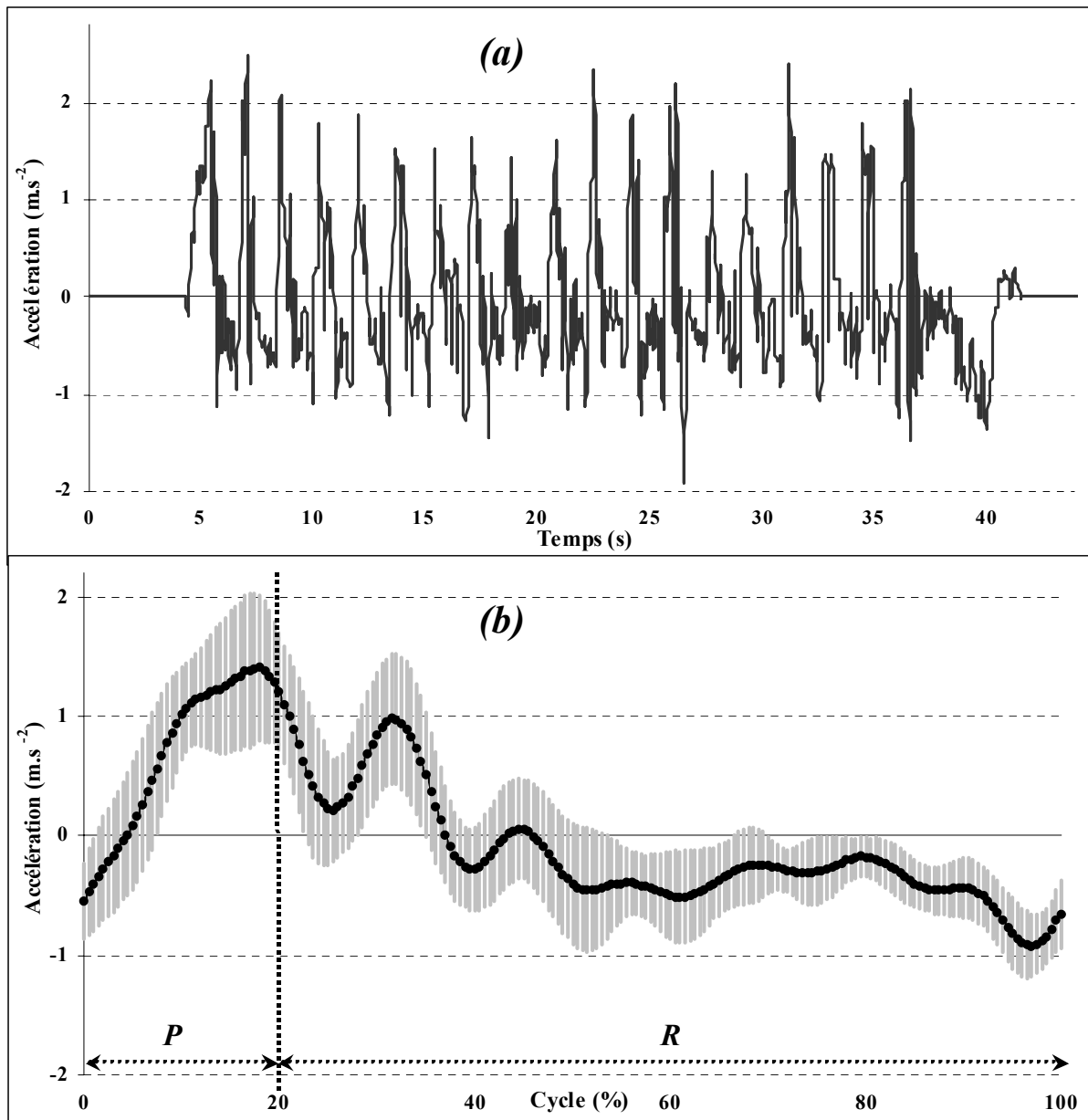
#### 4-4-3-1. Grandeurs mesurées avec le *FRE*

##### 4-4-3-1-1. Mesures cinématiques

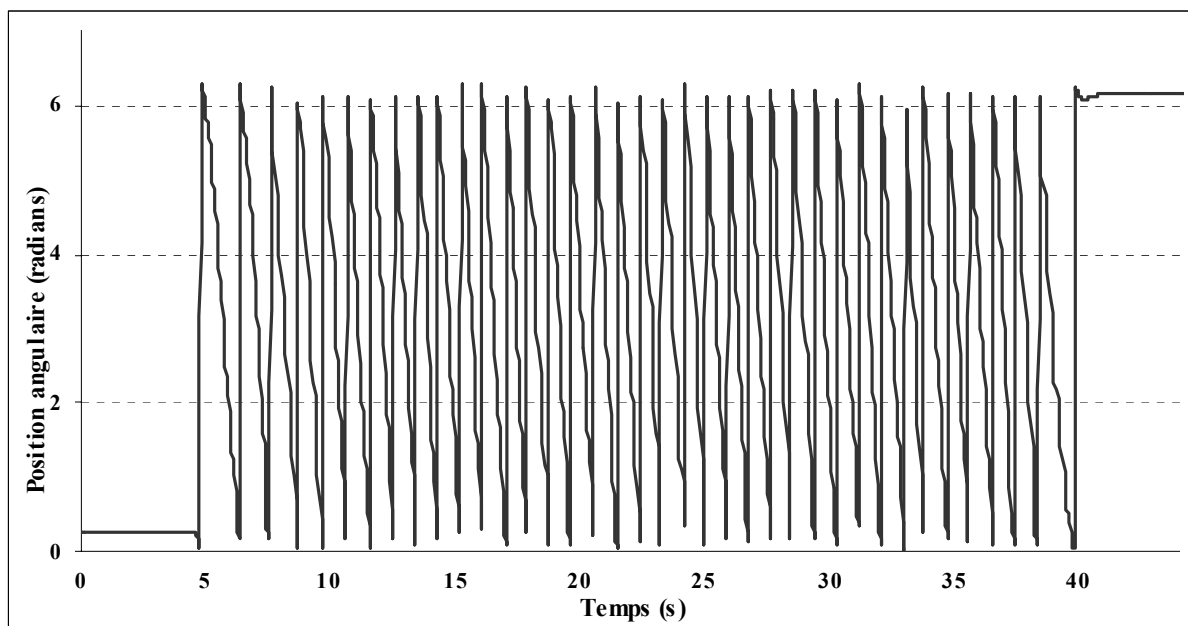
L'accélération antéro-postérieure du fauteuil, directement calculée à partir des trois composantes mesurées par l'accéléromètre tridimensionnel, a été exprimée dans  $R_f$  grâce à la matrice de correction du capteur (voir chapitre 3-2 p69). Ces composantes étant très bruitées, un filtre passe-bas de  $6\text{ Hz}$  a été appliqué sur le signal d'accélération de l'axe  $X_f$  afin de distinguer les phases caractéristiques du déplacement (figure 47a). Les pics d'accélération du fauteuil correspondant aux dix-neuf poussées réalisées par le sujet apparaissaient alors très clairement et pouvaient parfois dépasser  $2\text{ m.s}^{-2}$ . La phase négative de l'accélération en fin de déplacement correspondait au freinage avant l'immobilisation du fauteuil.

En début de phase de poussée, l'accélération antéro-postérieure présentait un minimum négatif ( $-0,5\text{ m.s}^{-2}$ ), puis un maximum positif proche de  $1,5\text{ m.s}^{-2}$  (figure 47b). Dans le premier tiers de la phase de retour, l'accélération augmentait à nouveau, atteignant environ  $1\text{ m.s}^{-2}$ , puis restait négative dans les deux tiers suivants entre  $0$  et  $-0,3\text{ m.s}^{-2}$ . En fin de phase de retour, juste avant que le sujet reprenne contact avec les mains courantes, le fauteuil décélère nettement jusqu'à environ  $-1\text{ m.s}^{-2}$ .

Les positions angulaires de chacune des roues arrière par rapport au châssis du fauteuil évoluaient logiquement de  $0$  à  $6,28\text{ radians}$  (ou  $2\pi$ ) et ne présentaient pas de caractéristique particulière (figure 48). Ces mesures ont été utilisées pour effectuer les changements de référentiel entre les roues arrière et  $R_f$  (voir chapitre 2-1 p40), et pour calculer les vitesses linéaires et angulaires du fauteuil (voir chapitre 2-2 p44).



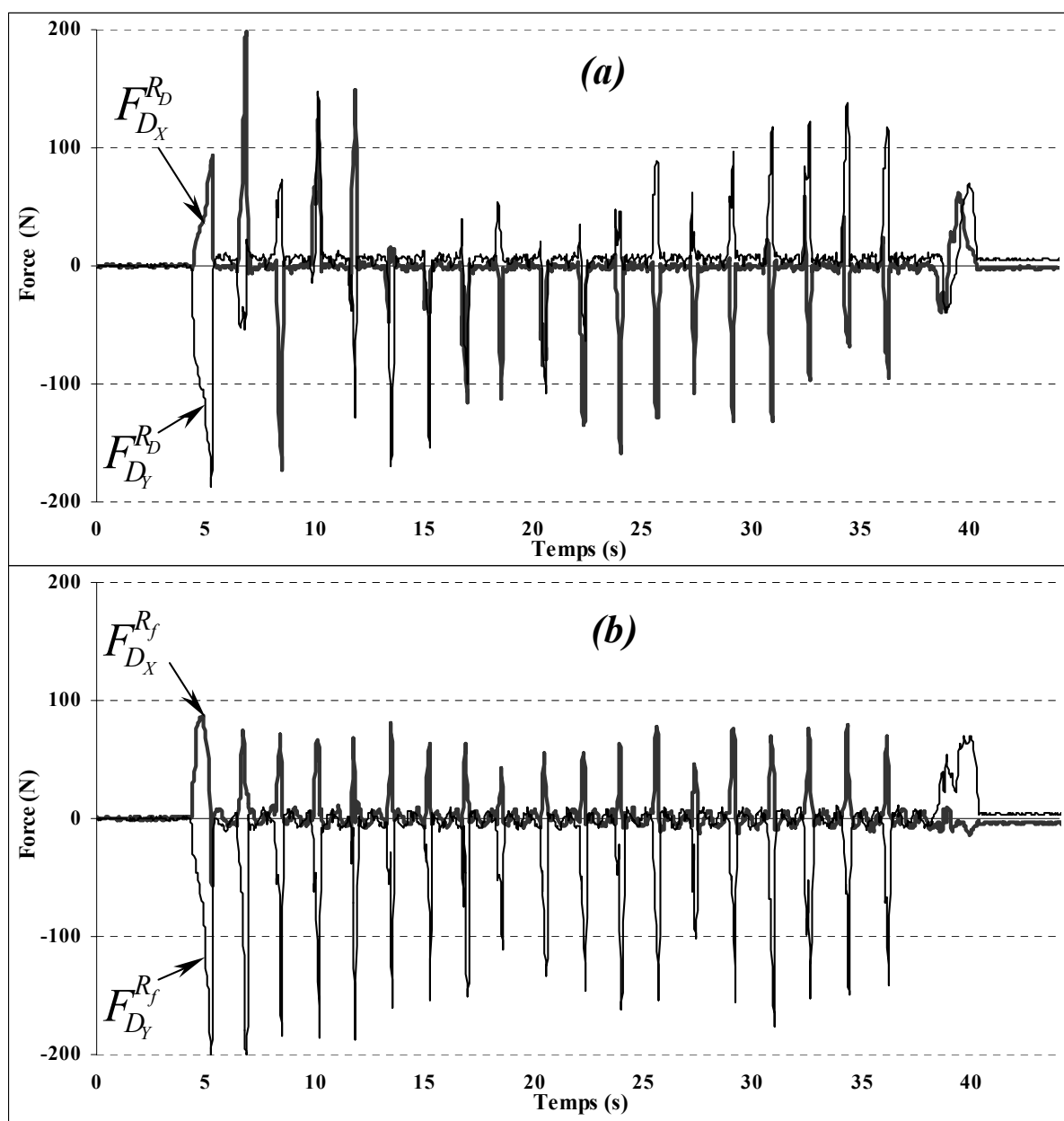
**Figure 47** Accélération antéro-postérieure (selon l'axe  $X_p$ ) sur la totalité du déplacement (a) et normalisée pour un cycle de propulsion (b) mesurée à partir de l'accéléromètre tri-axial et filtrée à l'aide d'un filtre passe-bas de 6 Hz.



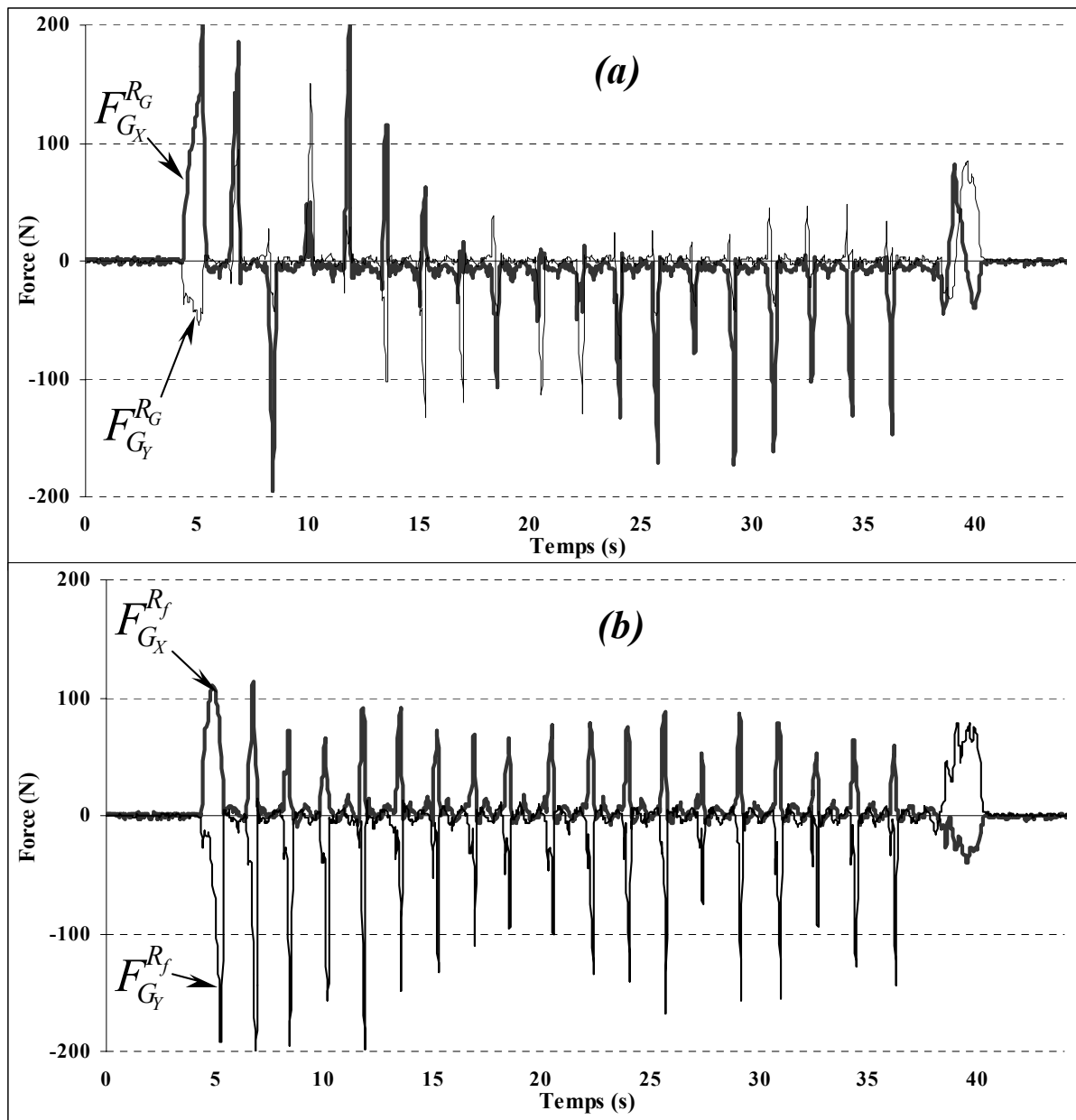
**Figure 48** Position angulaire mesurée par le potentiomètre fixé sur l'axe de la roue arrière gauche du FRE.

#### 4-4-3-1-2. Mesures dynamiques

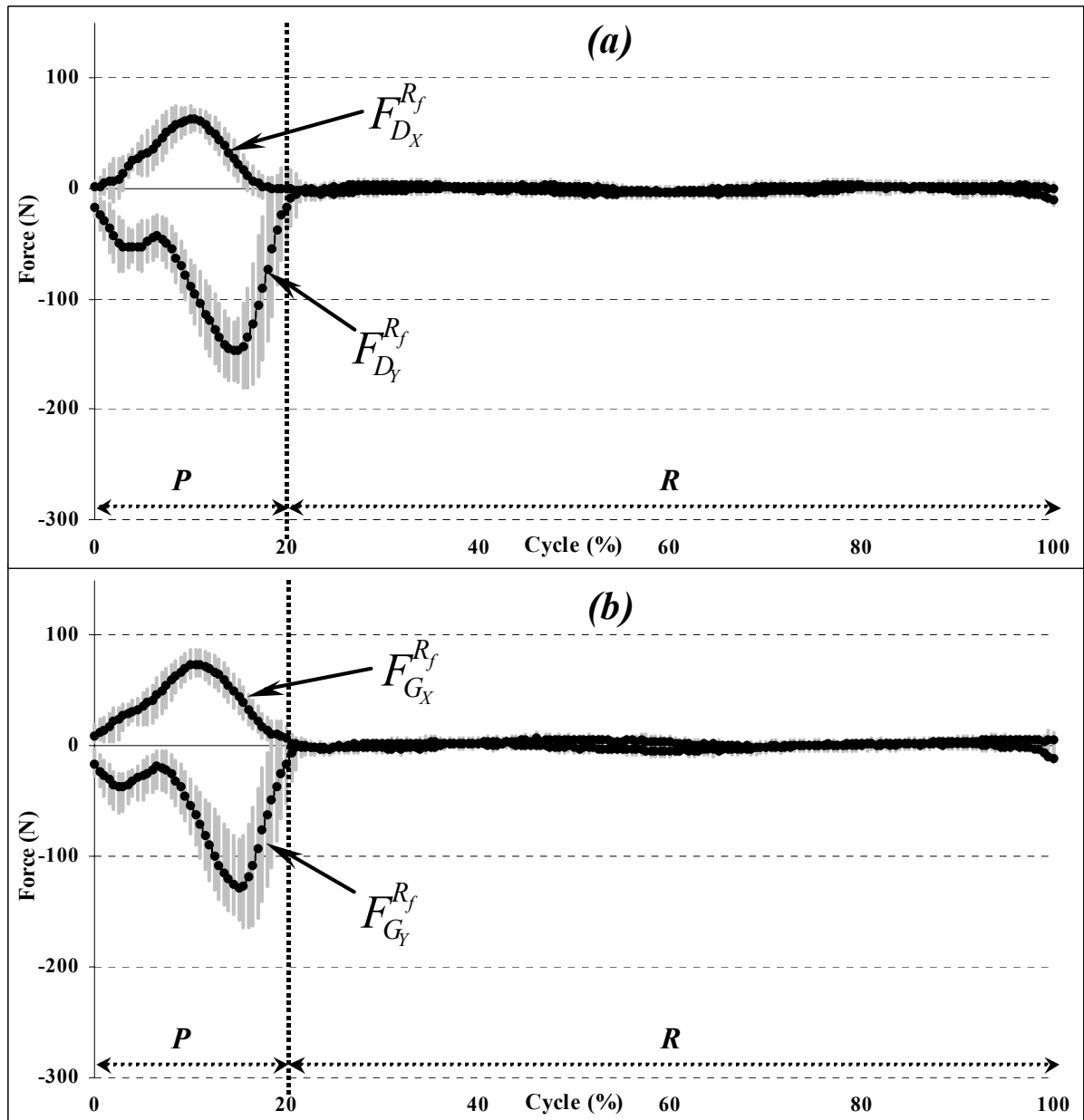
Les composantes des forces mesurées par les roues dynamométriques dans le plan des mains courantes droite et gauche ont été successivement exprimées dans les référentiels liés aux roues ( $R_D$  et  $R_G$ ), puis dans  $R_f$  (figures 49 et 50). La force exercée dans la direction antéro-postérieure du déplacement (axe  $X_f$ ) était toujours positive ou nulle (phase de retour), et pouvait dépasser  $50\text{ N}$  lors de la phase de poussée (figure 51). La force verticale (axe  $Y_f$ ) était toujours négative, car dirigée vers le bas, et pouvait atteindre des valeurs proches de  $-150\text{ N}$  sur les deux mains courantes. Lors de la phase de freinage, les signes de ces deux composantes s'inversaient. Grâce aux équations de correction des signaux des capteurs, obtenues lors de l'étalonnage dynamique de chacune des roues (voir chapitre 4-1 p88), les efforts enregistrés revenaient pratiquement à zéro ( $\pm 10\text{ N}$ ) aussi bien lors des phases de retour (figure 51) qu'à la fin de l'enregistrement (figures 49 et 50).



**Figure 49** Forces appliquées par le sujet dans le plan de la main courante droite exprimées dans  $R_D$  (a), et dans  $R_f$  (b).



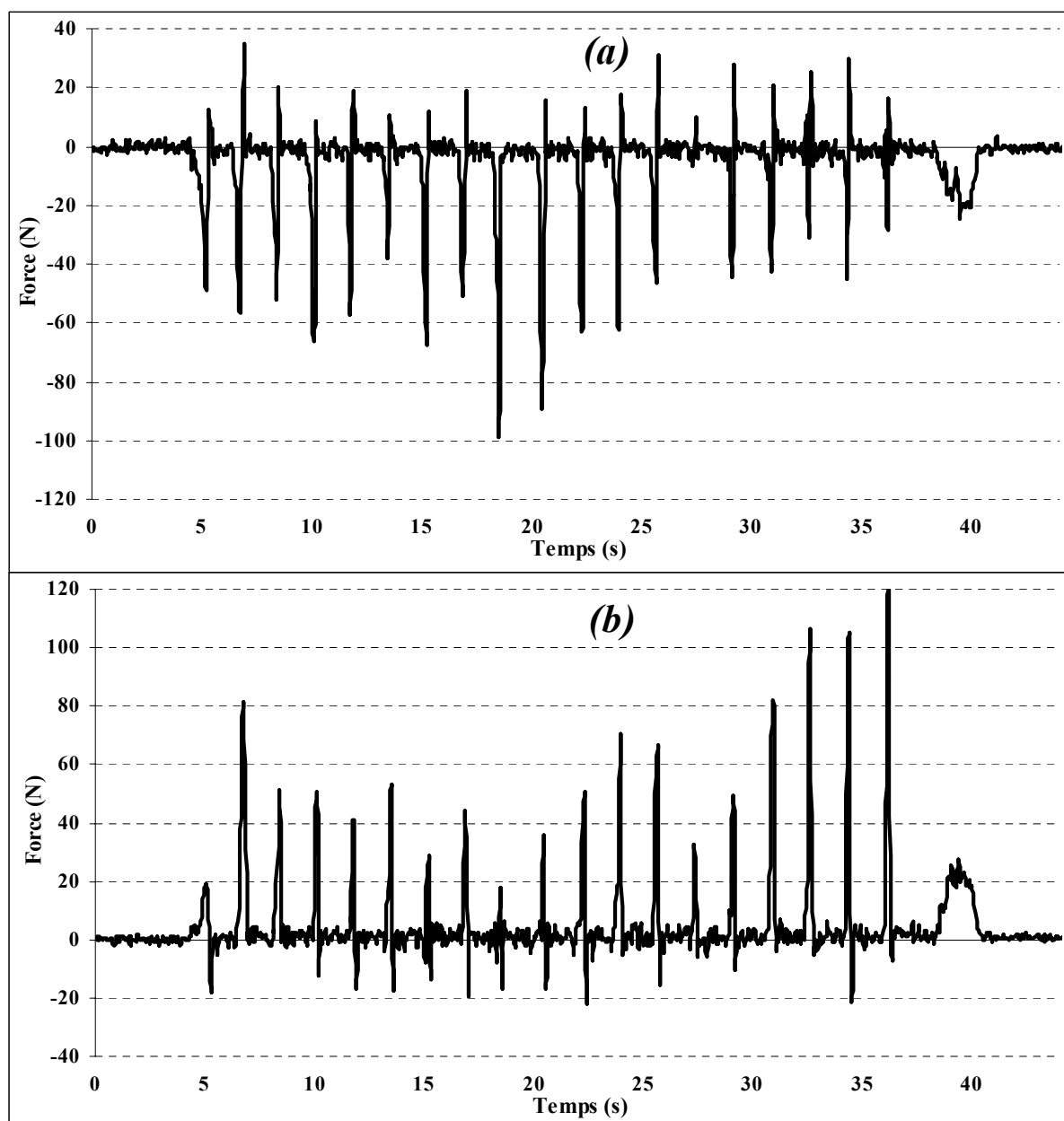
**Figure 50** Forces appliquées par le sujet dans le plan de la main courante gauche exprimées dans  $R_G$  (a), et dans  $R_f$  (b).



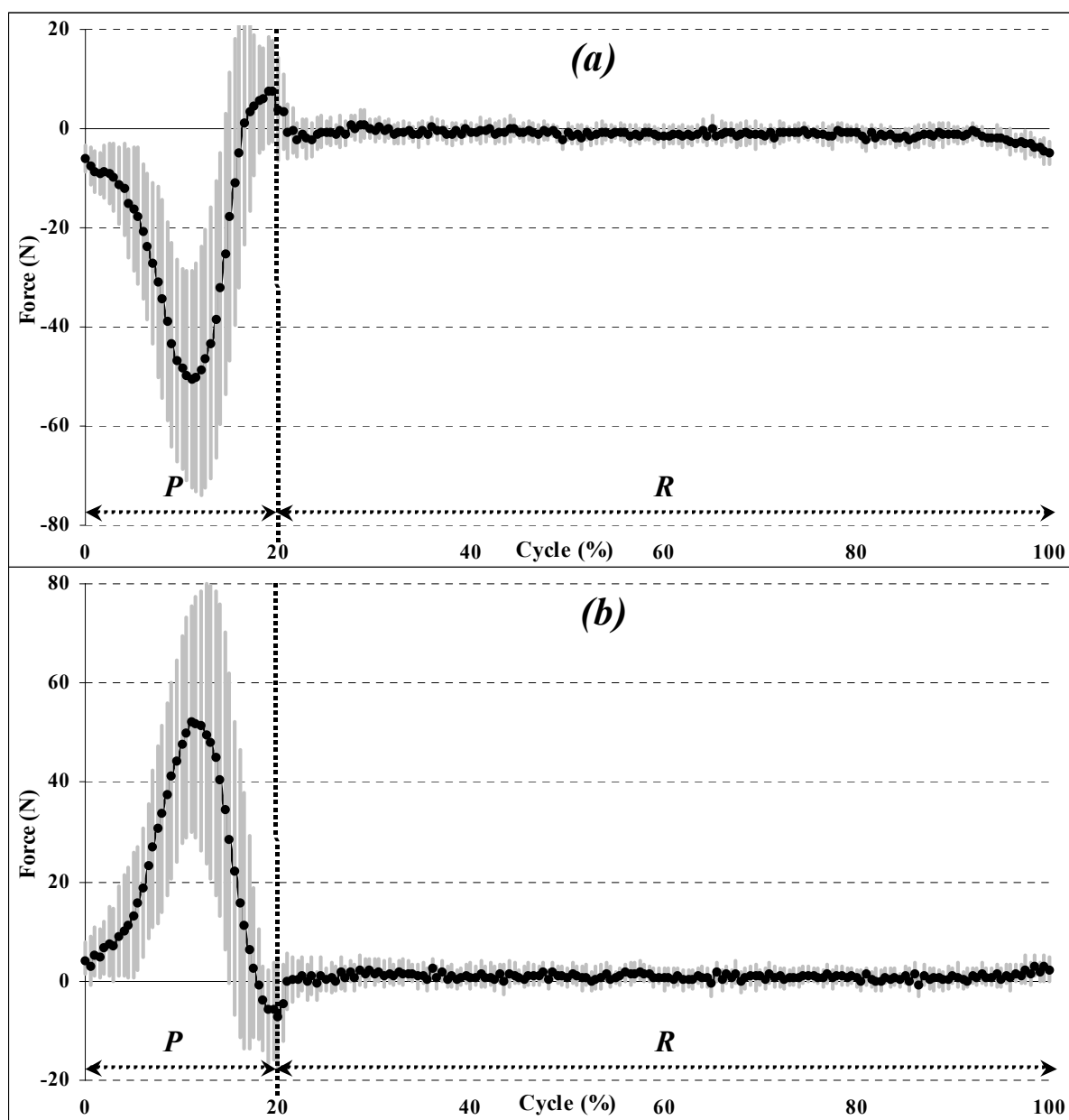
**Figure 51** Forces appliquées par le sujet dans le plan des mains courantes droite (a) et gauche (b) exprimées lors d'un cycle normalisé.

Comme les axes  $Z_D$  et  $Z_G$  étaient confondus avec l'axe  $Z_f$  (voir chapitre 2-1 p41), les efforts transversaux n'avaient pas besoin d'être réorientés pour être exprimés dans  $R_f$  (figure 52). Ainsi, il apparaissait clairement que pendant la phase de poussée, le sujet a systématiquement exercé un effort perpendiculaire au plan de chacune des roues dirigé vers l'intérieur du fauteuil, se traduisant par un effort globalement négatif sur la main courante

droite et positif sur la gauche. A la fin de chaque poussée, juste avant le lâcher, un pic de force dans le sens opposé, dirigé vers l'extérieur du fauteuil se retrouvait sur l'ensemble des poussées (figure 53). Lors de la phase de freinage, l'effort transversal était appliqué dans le même sens que lors des poussées.



**Figure 52** Composantes transversales exercées par le sujet sur les mains courantes droite (a) et gauche (b).

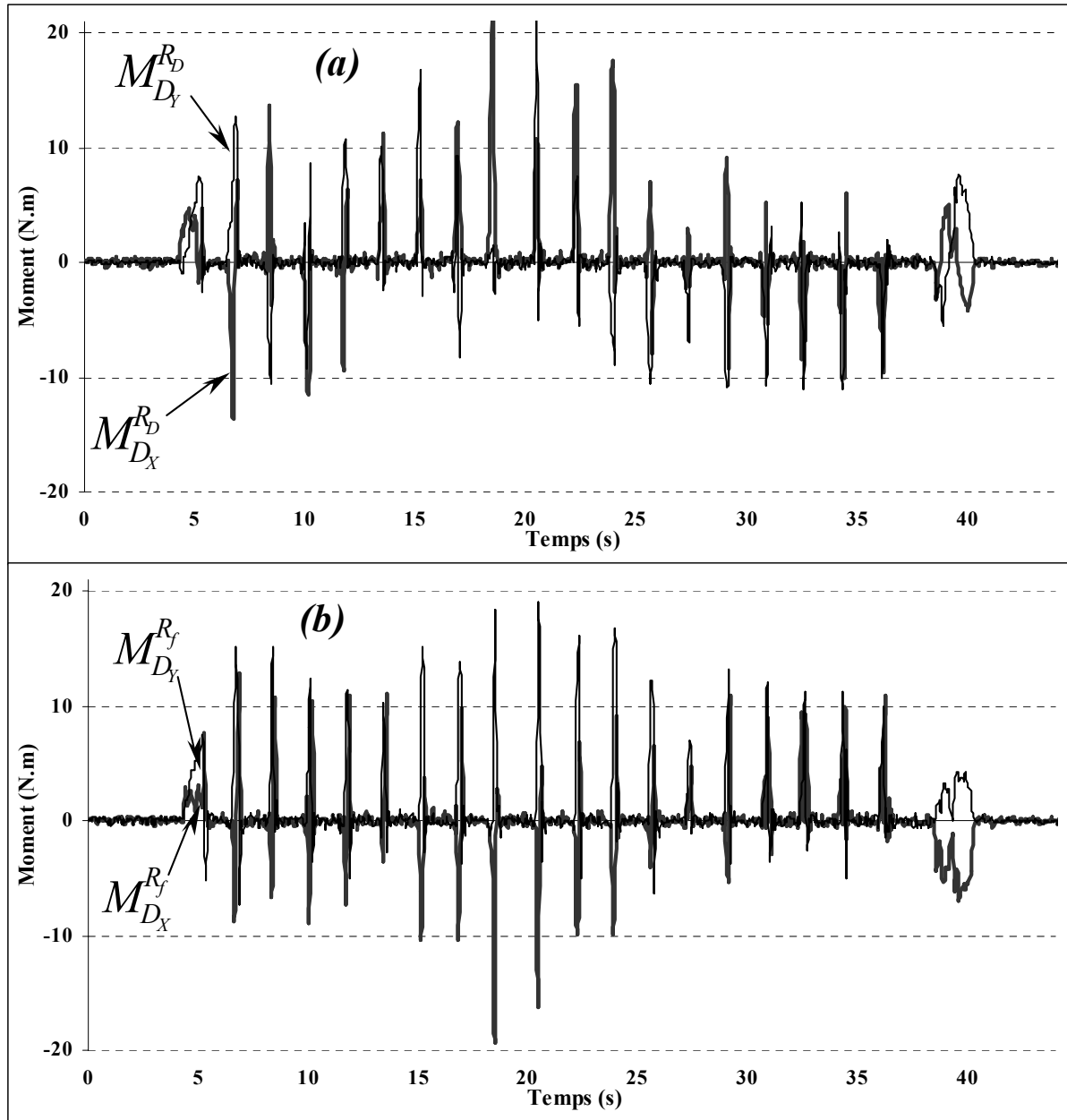


**Figure 53** Composantes transversales exercées par le sujet lors d'un cycle normalisé sur les mains courantes droite (a) et gauche (b).

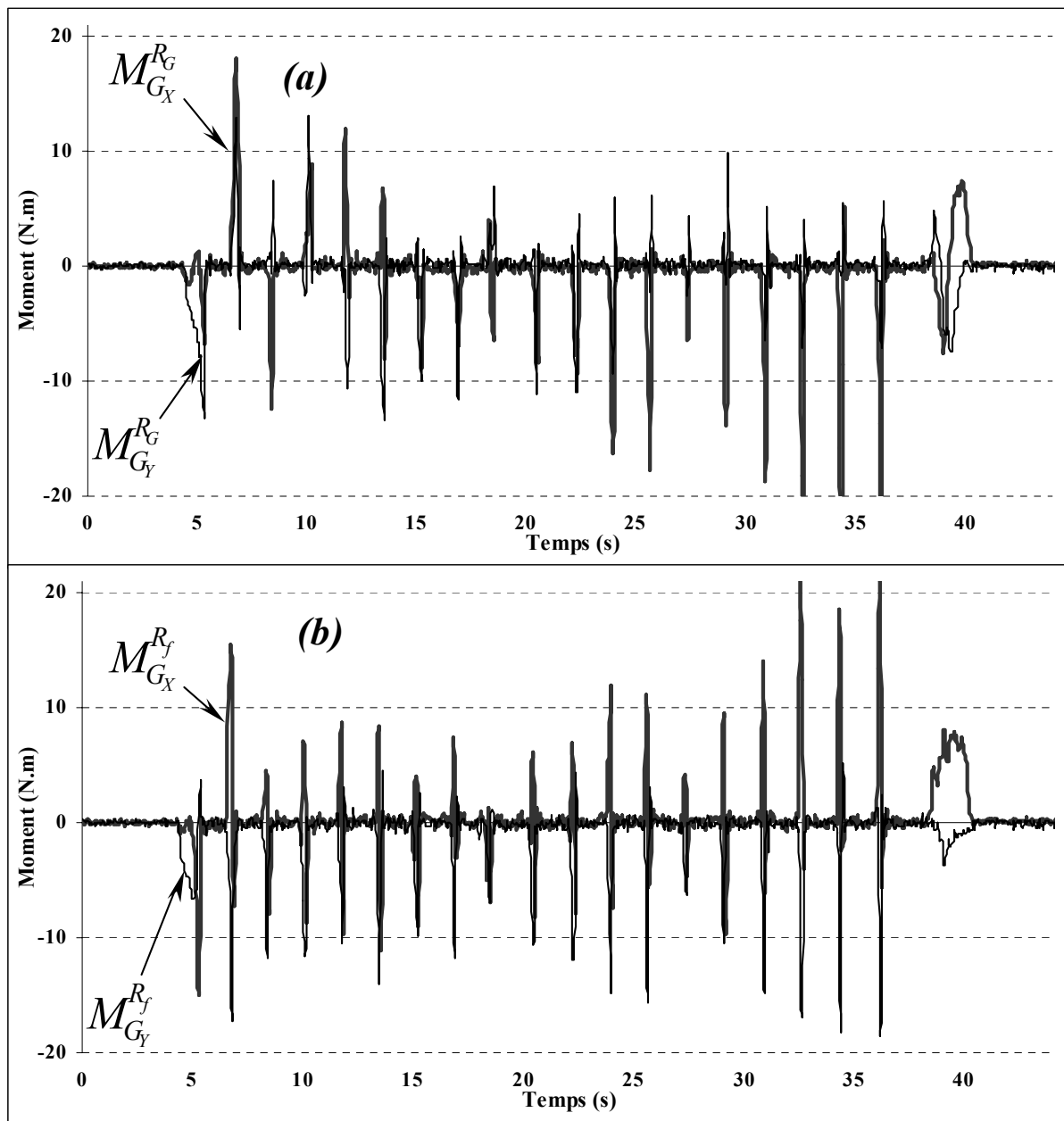
Les moments  $M_X$  et  $M_Y$  appliqués autour des axes du plan des roues droite et gauche ont été exprimés dans les référentiels liés aux roues, puis dans  $R_f$  (figures 54 et 55). Pendant la phase de poussée, l'évolution et l'intensité de  $M_X$  et  $M_Y$  étaient comparables entre les roues droite et gauche, mais étaient de signe opposé (figure 56). Comme les forces, les moments



étaient bien nuls ( $\pm 1 \text{ N.m}$ ) pendant la phase de retour et à la fin de l'enregistrement (figures 54 et 55).

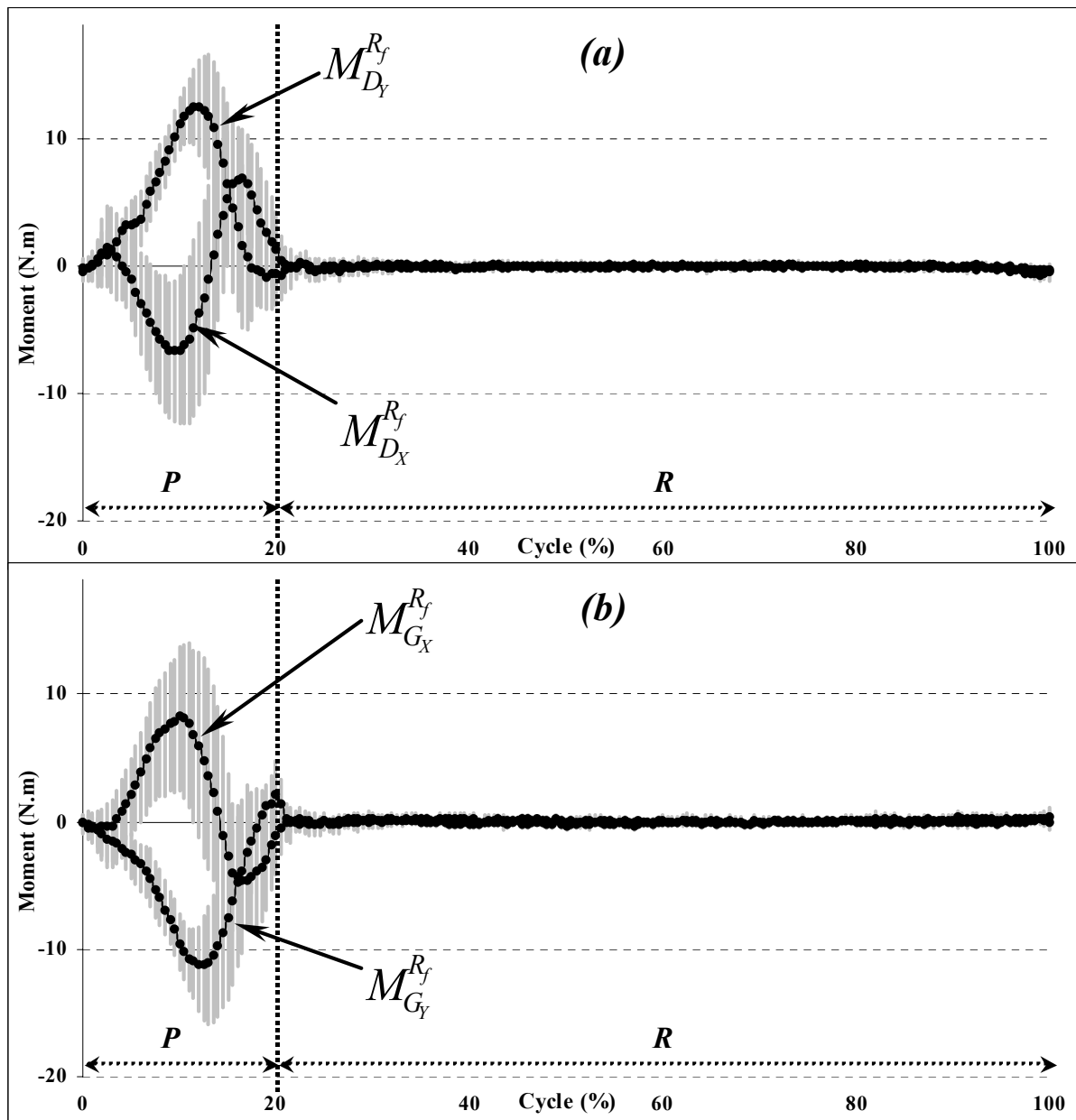


**Figure 54** Moments exercés par le sujet autour des axes du plan de la main courante droite exprimées dans  $R_D$  (a), et dans  $R_f$  (b).



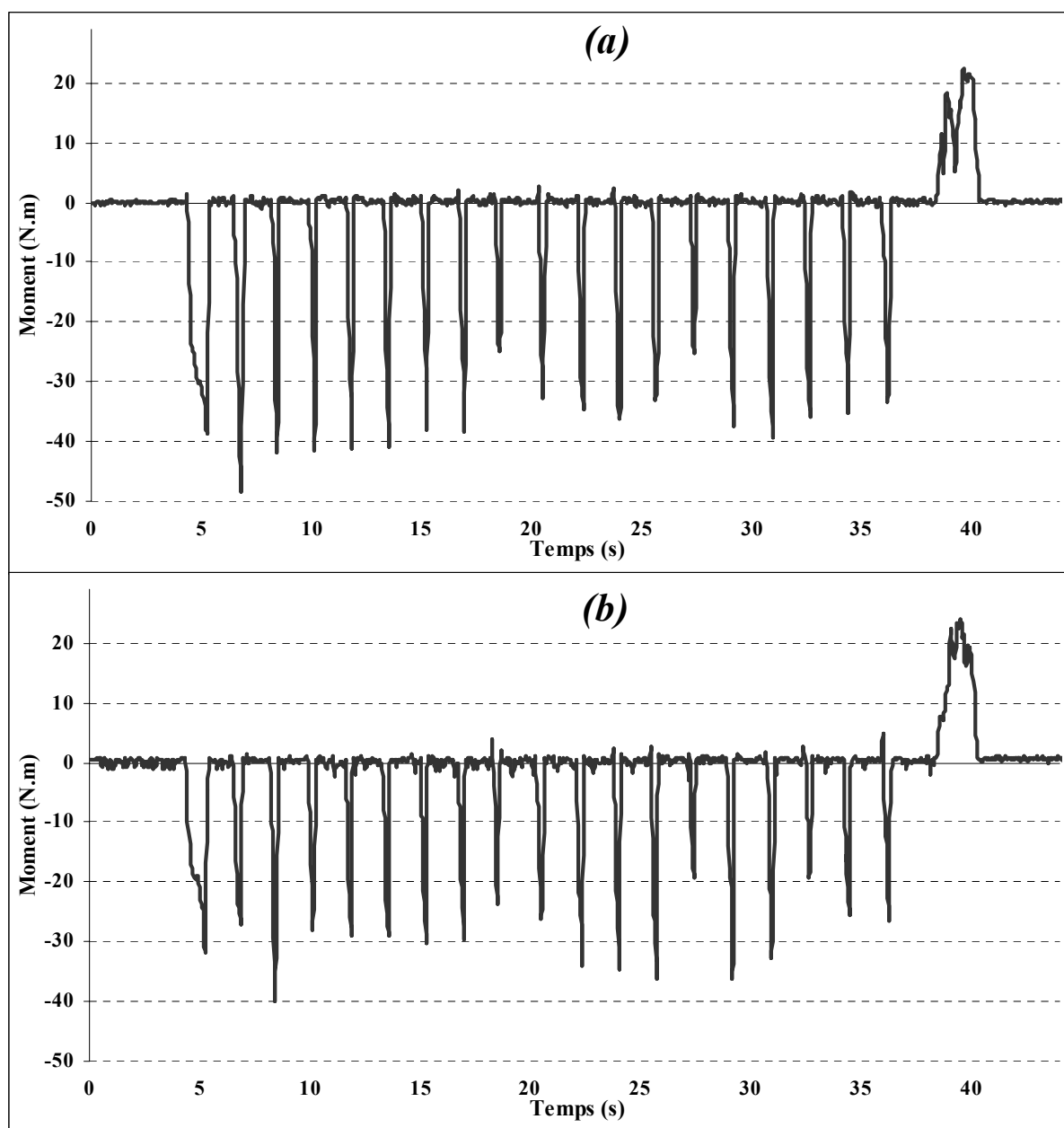
**Figure 55** Moments exercés par le sujet autour des axes du plan de la main courante gauche exprimées dans  $R_G$  (a), et dans  $R_f$  (b).

Ces moments comprenaient une composante liée à la position du point d'application des forces du sujet sur la main courante, et une composante due au couple local appliqué par le sujet autour du point d'application. Cette seconde composante n'étant pas nulle, elle interdisait la détermination du point d'application par la méthode classique utilisée sur les plates-formes de forces (voir chapitre 3-2 p69).



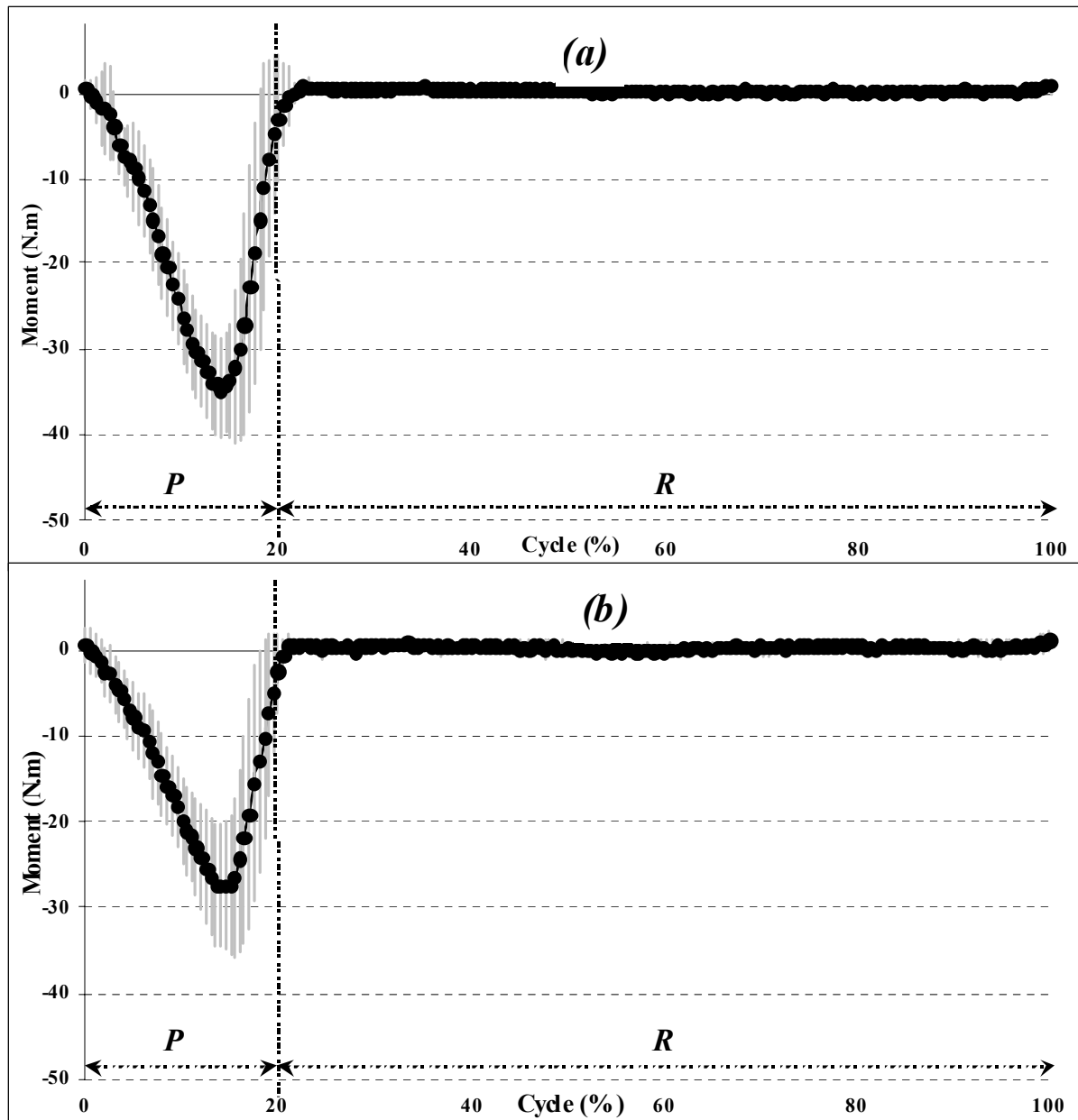
**Figure 56** Moments exercés par le sujet lors d'un cycle normalisé autour des axes du plan des mains courantes droite (a) et gauche (b).

Les moments autour des axes de rotation des roues droite et gauche (figure 57), représentaient les composantes propulsives permettant à la roue de tourner, et par conséquent au fauteuil d'avancer (voir chapitre 2-3 p52).



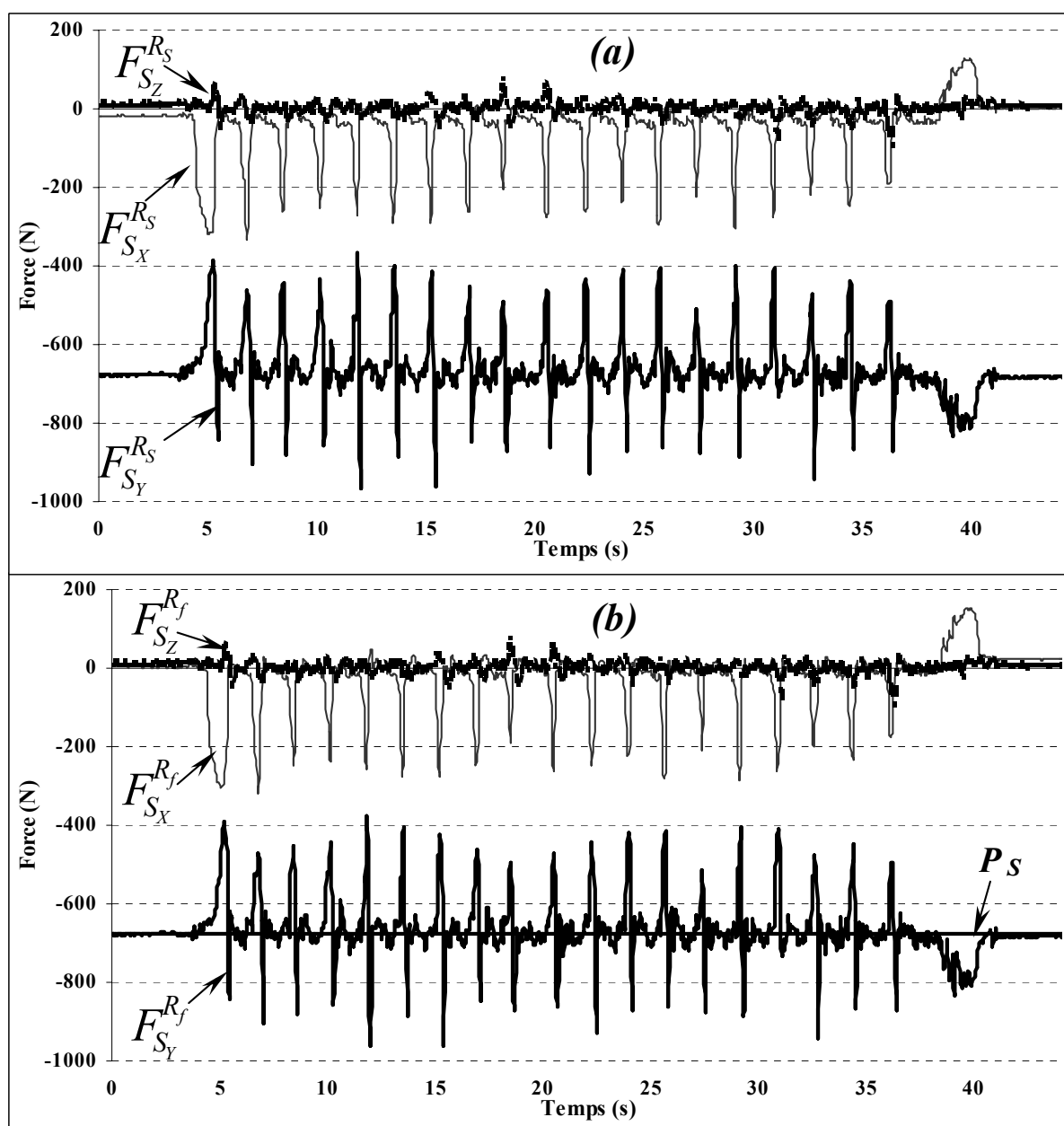
**Figure 57** Moments propulsifs exercés par le sujet sur les mains courantes droite (a) et gauche (b).

L'axe  $Z_f$ , étant dirigé de gauche à droite par rapport au sujet, ces moments étaient négatifs et oscillaient entre  $-20$  et  $-30$  N.m (figure 58) lors des phases de poussée, et positifs lors de la phase de freinage à la fin du déplacement. Ces moments propulsifs intervenaient directement dans le calcul de la force motrice résultante (voir chapitre 2-3 p52), ainsi que pour la détermination des paramètres temporels de chacune des poussées exercées par le sujet.



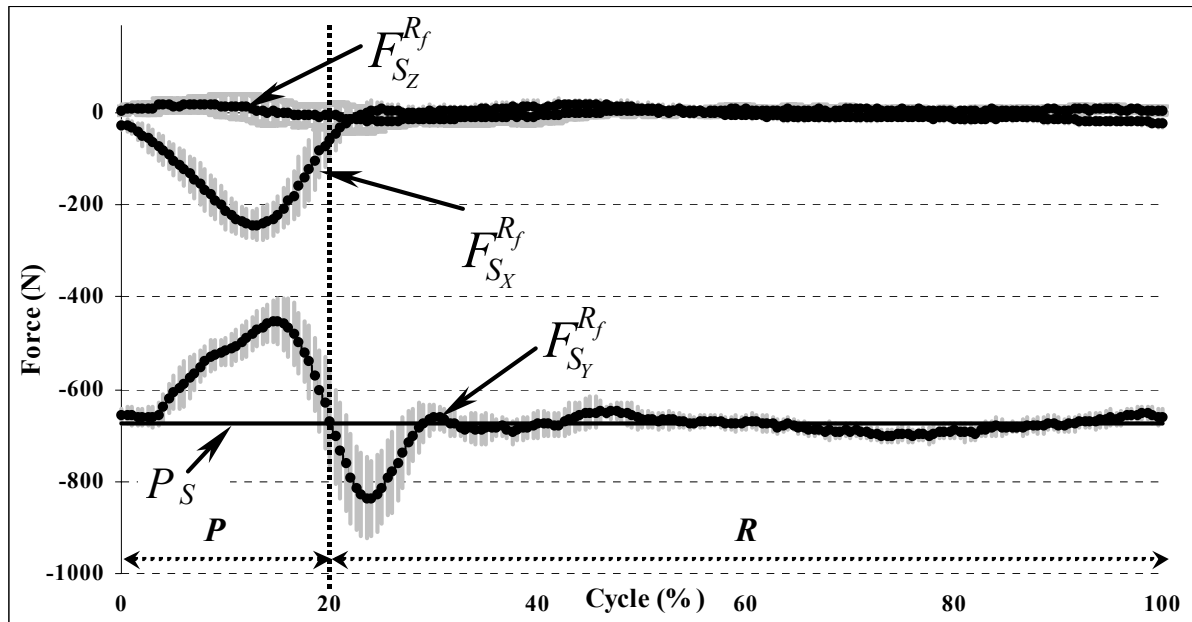
**Figure 58** Moments propulsifs exercés par le sujet lors d'un cycle normalisé sur les mains courantes droite (a) et gauche (b).

Le troisième dynamomètre à six-composantes fixé sur le *FRE* donnait accès au torseur appliqué par le sujet sur le siège du fauteuil. Comme l'inclinaison du siège par rapport à  $R_f$  était faible (voir chapitre 4-1 p88), les trois composantes exprimées dans le référentiel lié au siège étaient quasiment identiques à celles exprimées dans  $R_f$  (figure 59).



**Figure 59** Composantes ( $F_x$ ,  $F_y$  et  $F_z$ ) de la résultante des forces appliquée par le sujet sur le dynamomètre fixé sous le siège du fauteuil, exprimées dans  $R_S$  (a) et dans  $R_f$  (b), comparées avec le poids du sujet,  $P_S$ .

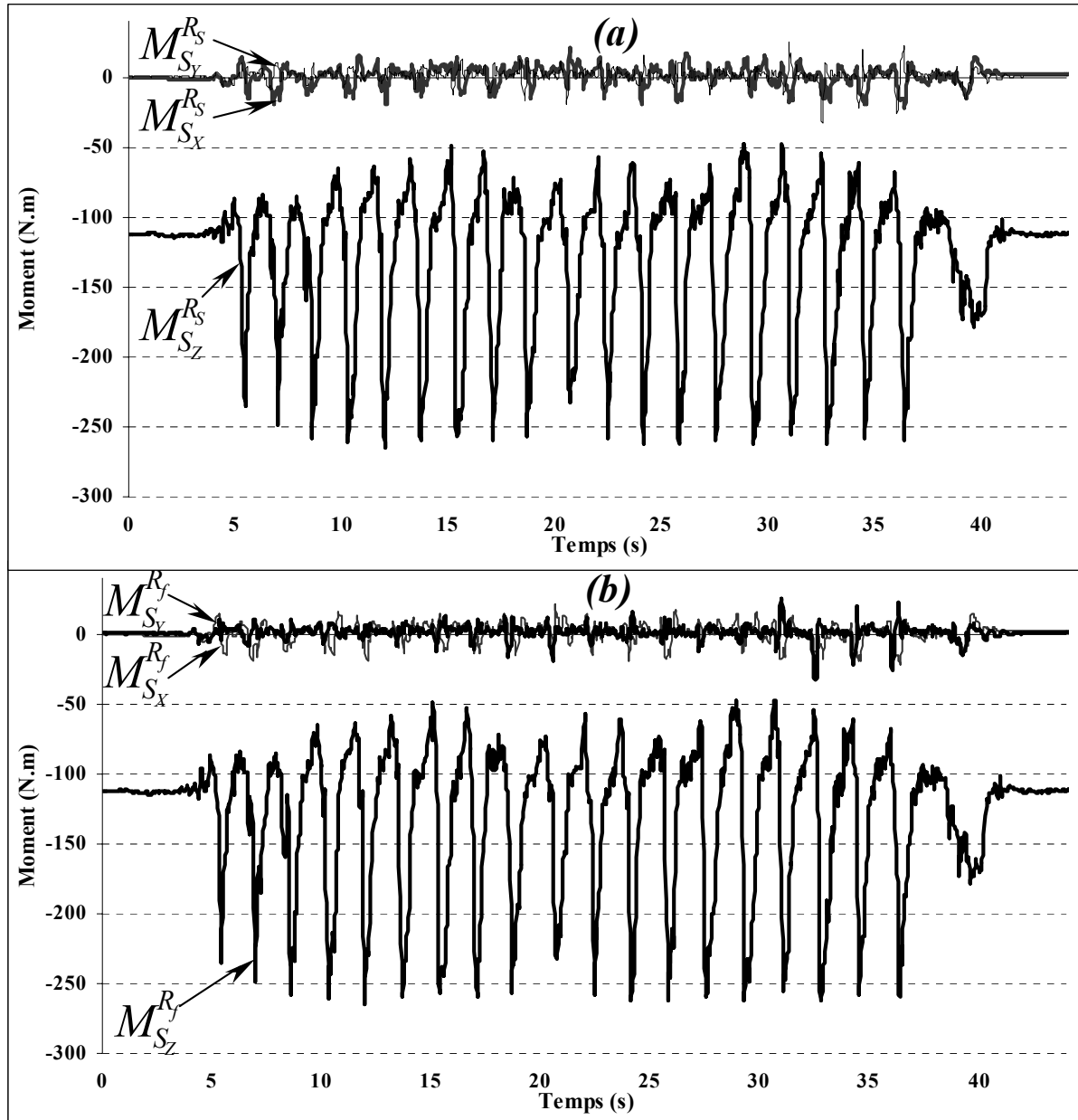
Au repos, avant le début du déplacement, seul le poids du sujet agissait sur le dynamomètre, et était mesuré par la composante verticale ( $Y_f$ ) : la valeur de cette force (environ  $676\text{ N}$ ) correspondait à une masse de  $68,9\text{ kg}$ , parfaitement comparable à la masse du sujet ( $69\text{ kg}$ ) mesurée par un pèse-personne juste avant l'expérimentation. Alors que les efforts transversaux (axe  $Z_f$ ) restaient quasiment nuls sur l'ensemble des cycles de propulsion (figure 60), les efforts antéro-postérieurs (axe  $X_f$ ) atteignaient des valeurs de  $-200\text{ N}$  lors de la phase de poussée. La composante verticale (axe  $Y_f$ ) présentait alternativement un allègement d'environ  $200\text{ N}$  lors des phases de poussée et une surcharge de même intensité au début de la phase de retour.



**Figure 60** Composantes ( $F_X$ ,  $F_Y$  et  $F_Z$ ) de la résultante des forces appliquée par le sujet sur le dynamomètre fixé sous le siège du fauteuil, comparées au poids du sujet,  $P_S$ , lors d'un cycle normalisé.

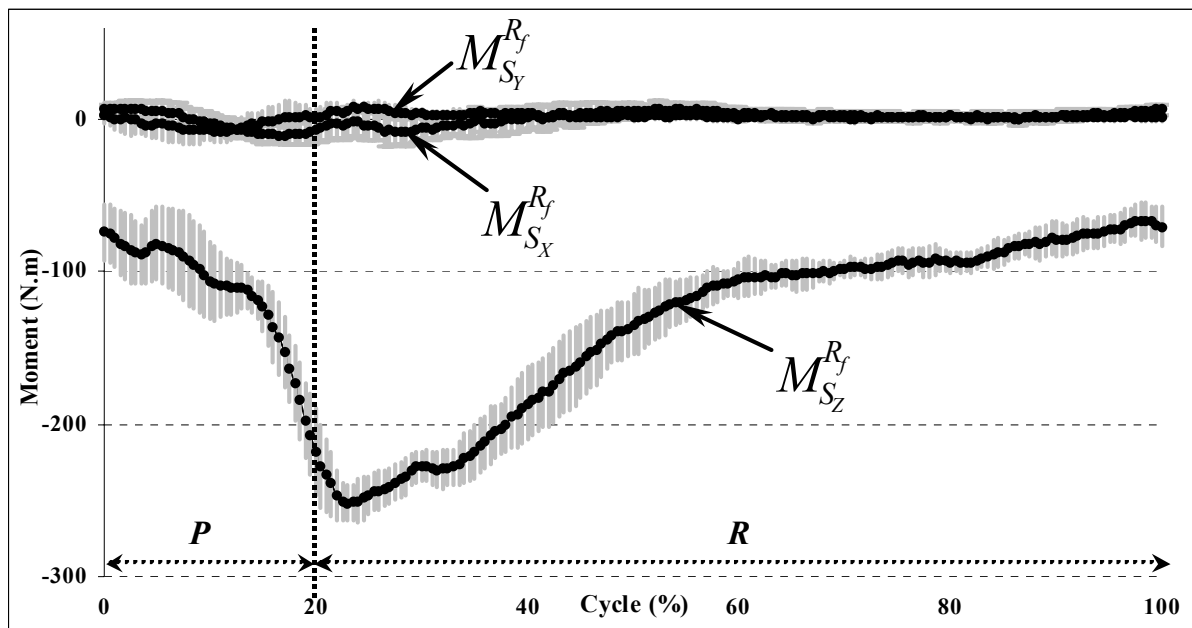
L'origine du dynamomètre du siège étant située au milieu de l'entraxe des deux roues arrière (voir chapitre 4-1 p87), la valeur quasiment nulle de la composante  $M_X$  au début du mouvement indiquait que le sujet était pratiquement assis au centre du siège suivant la direction transversale (figure 61). Au cours du mouvement, les composantes  $M_X$  et  $M_Y$  oscillaient autour de zéro et correspondaient aux efforts asymétriques appliqués par le sujet

sur le siège. Le sujet étant assis en avant de l'origine du dynamomètre du siège, le moment  $M_Z$  engendré autour de l'axe  $Z_f$  était logiquement négatif. En effet, au repos, ce moment était uniquement créé par le poids et atteignait environ  $-120 \text{ N.m}$  avant le début du mouvement. Au cours du cycle de propulsion,  $M_Z$  oscillait de façon importante entre  $-50 \text{ N.m}$ , au début de la phase de poussée, et  $-250 \text{ N.m}$ , au début de la phase de retour (figure 62).



**Figure 61** Composantes ( $M_x$ ,  $M_y$  et  $M_z$ ) du moment résultant exercé par le sujet sur le dynamomètre fixé sous le siège du fauteuil, exprimées dans  $R_S$  (a) et dans  $R_f$  (b).





**Figure 62** Composantes ( $M_X$ ,  $M_Y$  et  $M_Z$ ) du moment résultant exercé par le sujet sur le dynamomètre fixé sous le siège du fauteuil, lors d'un cycle normalisé.

#### 4-4-3-2. Grandeurs mécaniques calculées

##### 4-4-3-2-1. Grandeurs cinématiques

Les paramètres temporels calculés lors du déplacement (tableau 12) permettaient une première analyse technique de la locomotion en fauteuil roulant manuel. La durée de la phase de poussée représentait en moyenne 20 % du cycle complet pour le déplacement étudié. Le démarrage ne correspondait pas à un cycle de propulsion puisqu'il ne comprenait pas de phase de retour ; aussi, seule la durée d'application de l'effort sur les mains courantes a été calculée et valait environ 1,8 s (1,82 s et 1,79 s pour les roues droite et gauche respectivement).

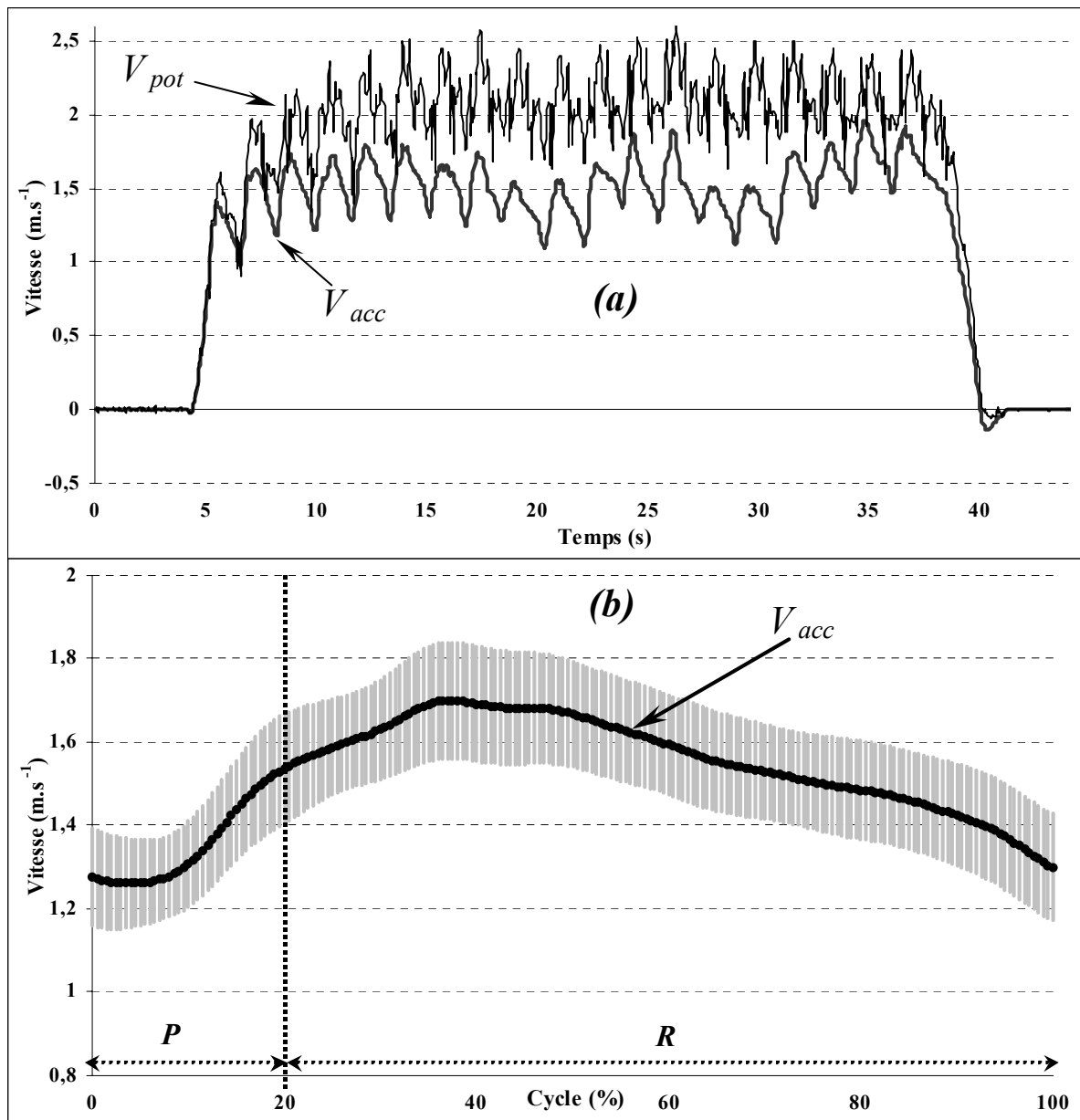
	Durée (s)					
	Cycle complet		Phase de poussée		Phase de retour	
	Droite	Gauche	Droite	Gauche	Droite	Gauche
1 <sup>er</sup> cycle	2,10	2,10	0,98	0,95	1,13	1,15
Moyennes et écarts types des cycles 2 à 19	1,78 (±0,20)	1,78 (±0,21)	0,32 (±0,04)	0,32 (±0,05)	1,46 (±0,20)	1,45 (±0,21)

**Tableau 12** Paramètres temporels des poussées exercées par le sujet sur les deux mains courantes.

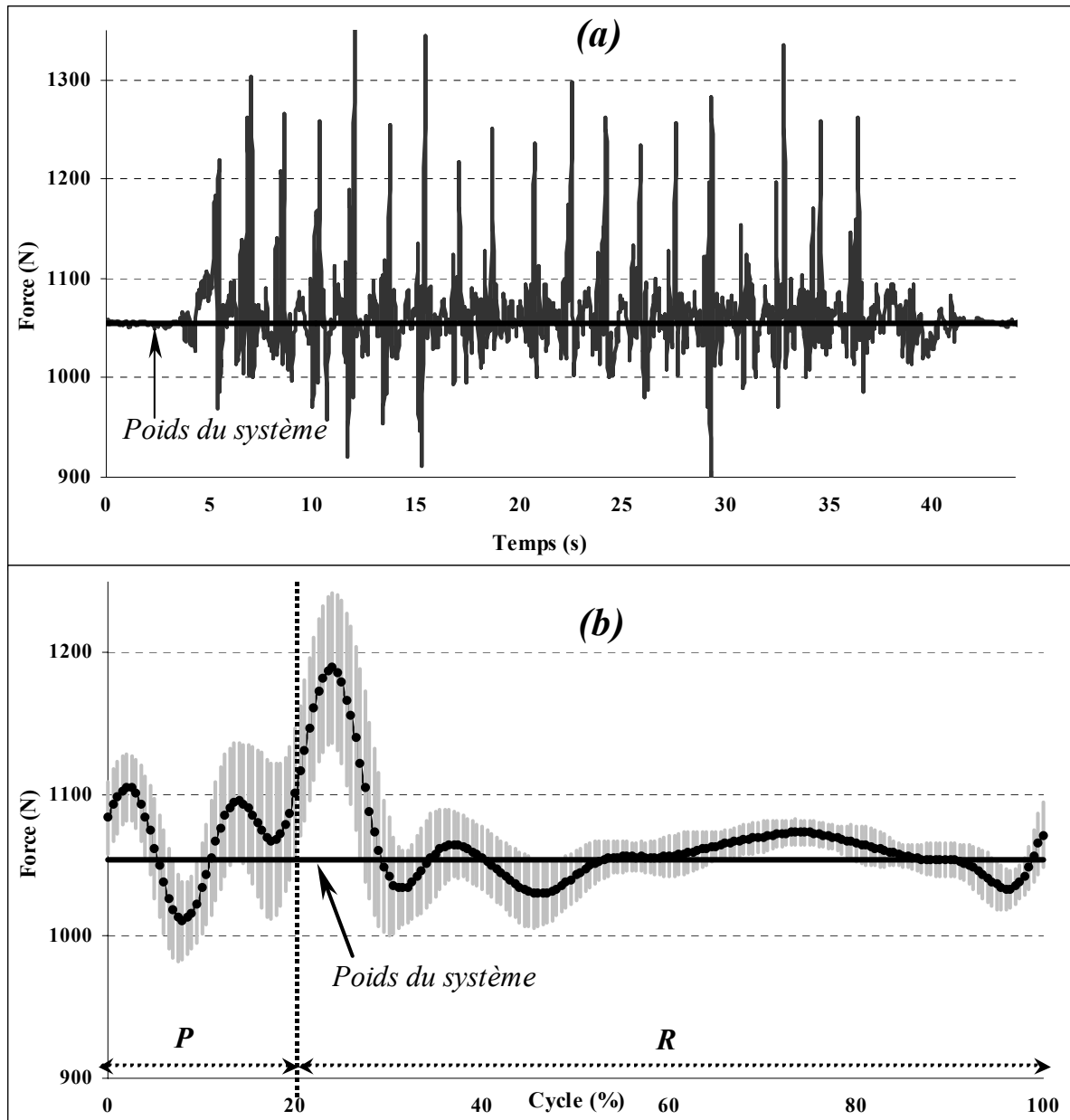
Une incertitude est apparue concernant la détermination de la vitesse du fauteuil puisque les vitesses moyennes calculées à partir des potentiomètres ( $V_{pot}$ ) et de l'accéléromètre ( $V_{acc}$ ) différaient de  $0,5 \text{ m.s}^{-1}$  ( $1,94 \text{ m.s}^{-1}$  pour  $V_{pot}$  et  $1,44 \text{ m.s}^{-1}$  pour  $V_{acc}$ ). En revanche, quel que soit le capteur utilisé, la vitesse du fauteuil n'était pas constante au cours du déplacement et oscillait entre  $1,2$  et  $2 \text{ m.s}^{-1}$  ( $V_{acc}$ ) ou  $1,6$  et  $2,5 \text{ m.s}^{-1}$  ( $V_{pot}$ , figure 63a). Les vitesses du cycle normalisé ont été calculées à partir de l'accéléromètre (Vaslin *et al.* 2000) et ont mis en évidence des variations intra-cycle importantes (figure 63b) : la vitesse maximale d'environ  $1,7 \text{ m.s}^{-1}$  étant atteinte pendant la phase de retour.

#### 4-4-3-2-2. Grandeurs dynamiques

Lorsque le système sujet-fauteuil était immobile, avant le début du mouvement et à la fin du déplacement, le calcul de  $R_N$  (figure 64a) a permis de retrouver le poids du système ( $1055 \text{ N}$ ) qui correspondait bien au poids théorique ( $1054 \text{ N}$ ) calculé à partir des masses du sujet ( $69 \text{ kg}$ ) et du fauteuil à vide ( $38,5 \text{ kg}$ ). En début et en fin de phase de poussée, deux surcharges ( $+50 \text{ N}$ ) se retrouvaient sur  $R_N$  entrecoupées d'une phase d'allègement ( $-50 \text{ N}$ , figure 64b). Au début de la phase de retour, une surcharge importante ( $+150 \text{ N}$ ) était suivie d'une période où  $R_N$  oscillait autour du poids du système sujet-fauteuil.



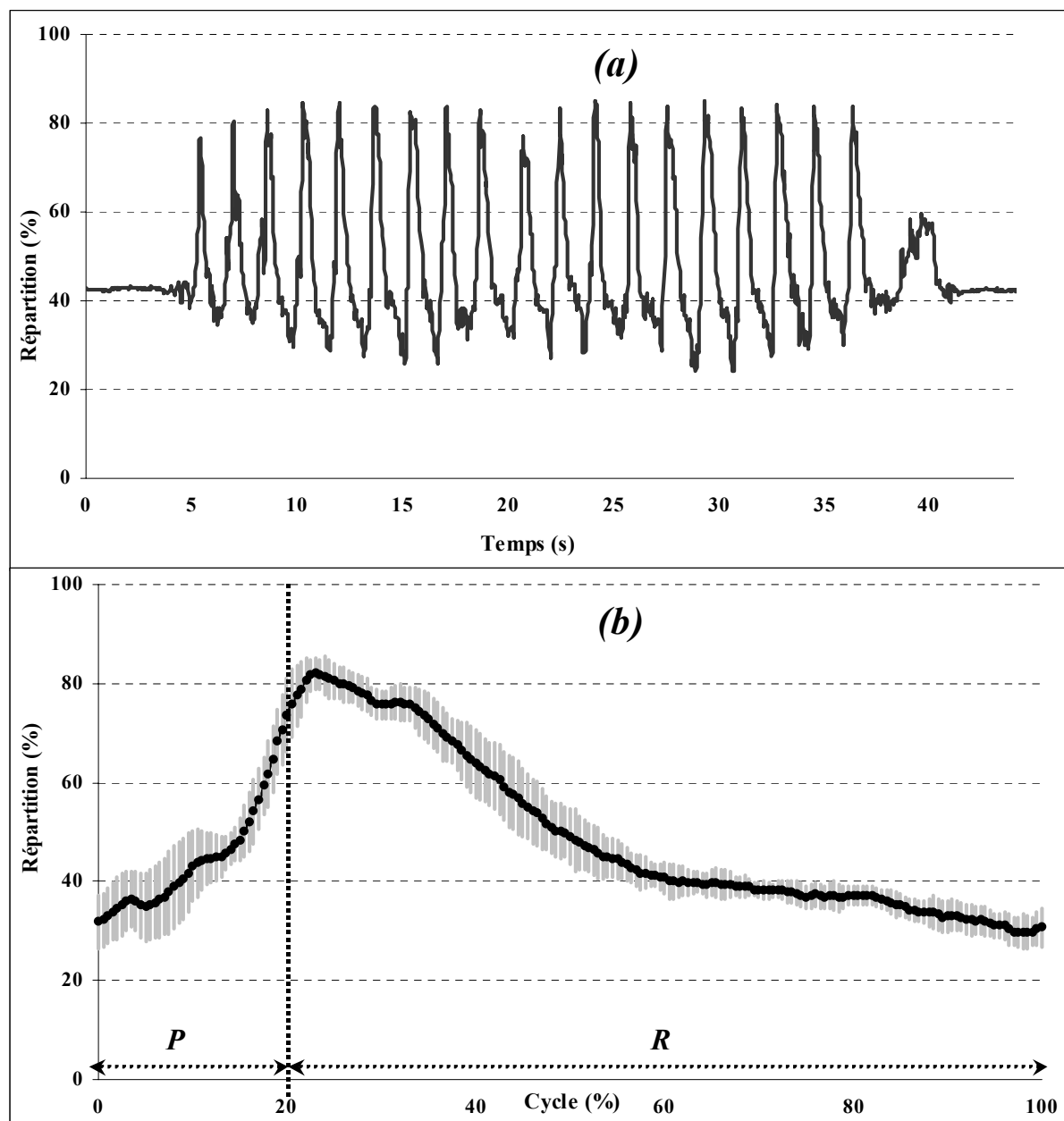
**Figure 63** Vitesses antéro-postérieures du fauteuil calculées à partir des potentiomètres angulaires ( $V_{pot}$ ) et de l'accéléromètre ( $V_{acc}$ ) sur la totalité du déplacement (a) et lors d'un cycle normalisé (b).



**Figure 64** Evolution de la réaction normale au sol sur le système sujet-fauteuil au cours du déplacement (a) et lors d'un cycle normalisé (b), comparée au poids du système sujet-fauteuil.

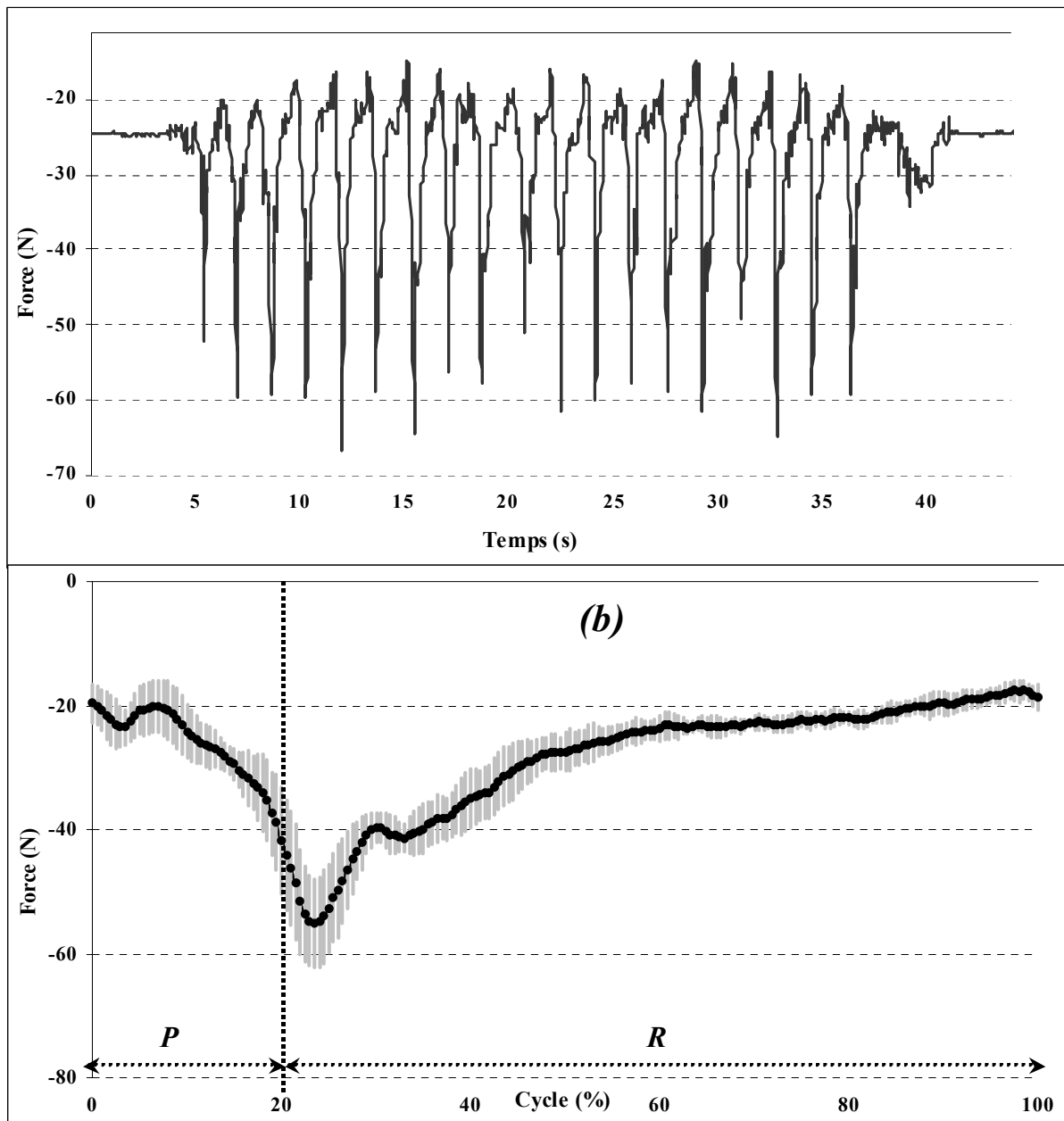
Avant le début du mouvement, la valeur de  $Rep$  (42,7 %) était supérieure à celle du fauteuil à vide (37,9 %) car le centre de gravité du sujet était situé légèrement en avant du centre de gravité du fauteuil, entraînant une répartition de la masse totale du système plus importante sur les roues avant (figure 65a). La valeur de  $Rep$  (42,4 %) calculée à la fin du déplacement après l'immobilisation du fauteuil était légèrement différente de la valeur initiale et indiquait que le sujet se tenait plus en arrière qu'au début. Au cours du déplacement,  $Rep$

présentait des variations importantes entre 25 % et 80 %. Tout au long de la phase de poussée,  $Rep$  augmentait jusqu'à atteindre son pic au début de phase de retour (figure 65b).  $Rep$  diminuait ensuite progressivement pour retrouver sa valeur initiale d'environ 30 % en fin de phase de retour.



**Figure 65** Evolution de la répartition de la réaction normale entre les roues avant et arrière du fauteuil sur la totalité du déplacement (a) et lors d'un cycle normalisé (b).

L'utilisation du modèle statistique d'estimation de  $F_{ra}$  à partir de  $R_N$  et de  $Rep$  (voir chapitre 4-2 p106) a ensuite permis de calculer  $F_{ra}$  pendant le déplacement global et au cours du cycle normalisé (figure 66). Pour les mêmes raisons que  $Rep$ , les valeurs de  $F_{ra}$  initiale (-24,6 N) et finale (-24,4 N) étaient différentes.

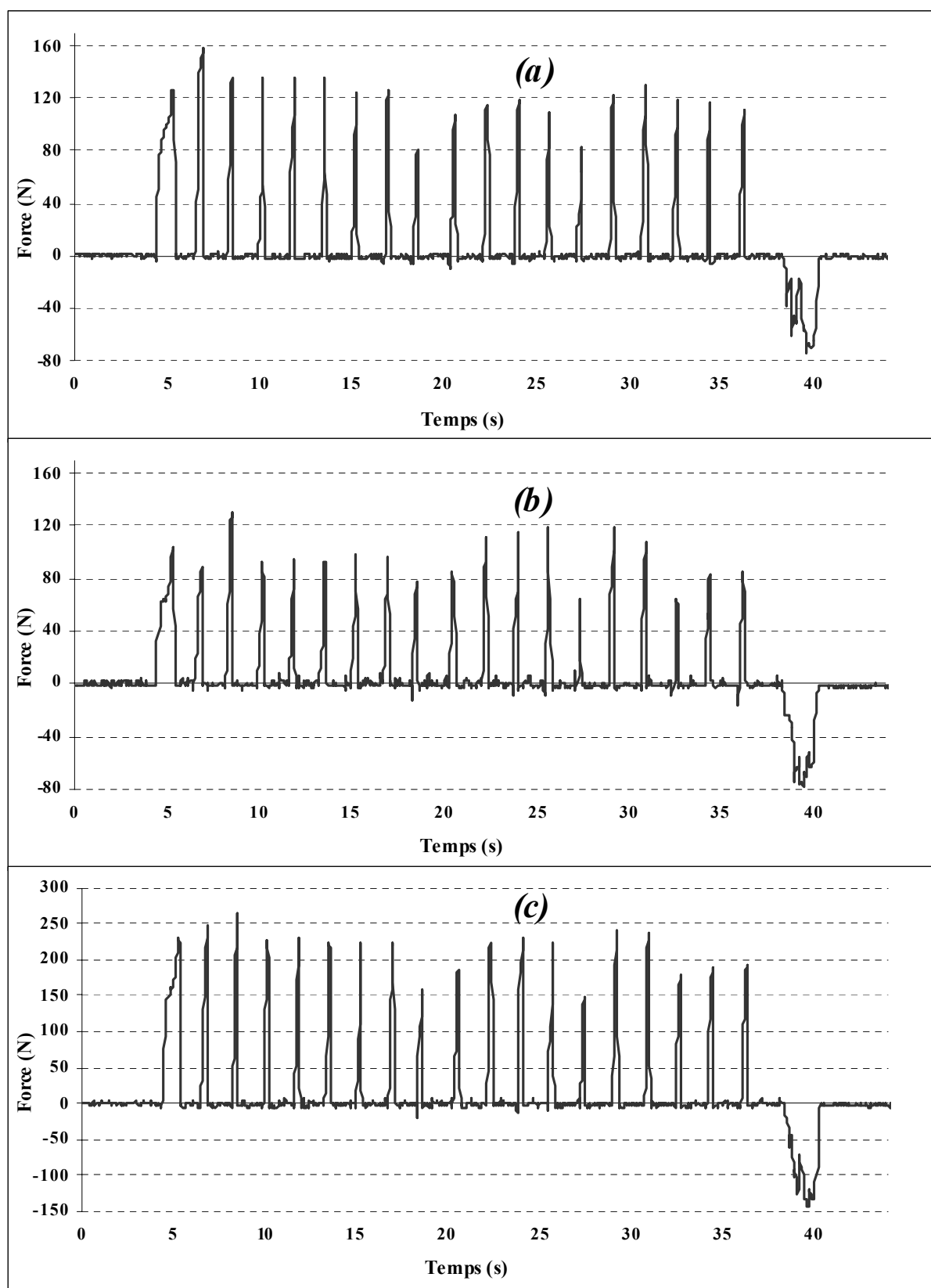


**Figure 66** Evolution de la résultante des forces de freinage ( $F_{ra}$ ) qui s'appliquent sur le système sujet-fauteuil sur la totalité du déplacement (a) et lors d'un cycle normalisé (b).

Entre le début et la fin de la phase de poussée, l'augmentation de  $Rep$  entraînait l'augmentation de la norme de  $F_{ra}$  (de  $-20\text{ N}$  à  $-40\text{ N}$ ), malgré la phase d'allègement en milieu de phase de poussée. En début de phase de retour,  $F_{ra}$  atteignait sa valeur maximale, proche de  $-60\text{ N}$ , s'expliquant par le pic observé sur  $R_N$  qui coïncidait avec la valeur maximale de  $Rep$ . Ensuite,  $F_{ra}$  possédait logiquement la même évolution que  $Rep$  et retrouvait sa valeur d'environ  $-20\text{ N}$ .

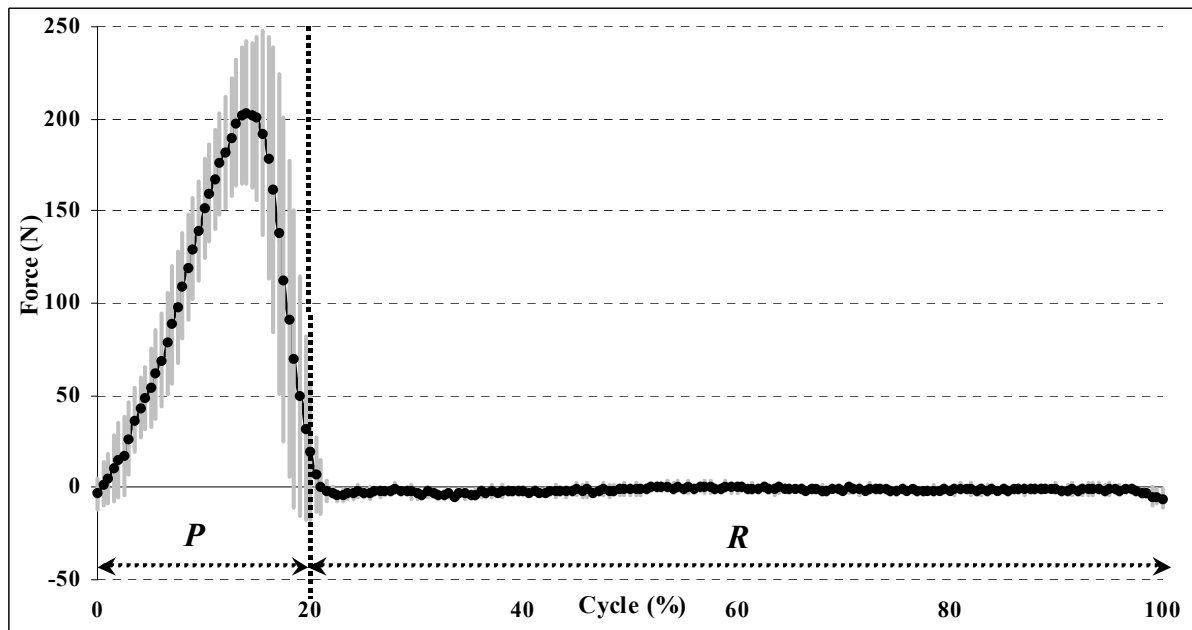
La résultante motrice,  $\vec{F}_m$ , qui s'appliquait au niveau du centre de gravité du fauteuil, était la somme vectorielle des forces motrices appliquées sur chacune des roues dynamométriques (figure 67, voir chapitre 2-3 p52). Sur l'ensemble des dix-neuf poussées, les efforts exercés par le sujet sur les mains courantes avaient une action motrice, inversement, à la fin du déplacement,  $\vec{F}_m$  atteignait environ  $-150\text{ N}$  et engendrait le freinage du fauteuil. La valeur maximale atteinte par  $\vec{F}_m$  dans la phase de poussée pouvait atteindre environ  $200\text{ N}$  (figure 68). Pendant la phase de retour, la résultante motrice était logiquement nulle puisque le sujet n'exerçait alors aucun effort sur les mains courantes.

Les forces et moments mesurés par le dynamomètre fixé sous le siège ont permis de calculer l'évolution des coordonnées du centre de pression dans le plan horizontal (figure 69) et de tracer son déplacement au cours d'un cycle normalisé (figure 70). Pendant la phase de poussée, le déplacement antéro-postérieur était de  $19\text{ cm}$  vers l'avant et les variations de position latérale pouvaient atteindre  $5\text{ cm}$  entre les deux phases : le sujet avait tendance à se déporter légèrement vers la gauche du siège pendant la phase de poussée, puis vers la droite pendant la phase de retour.

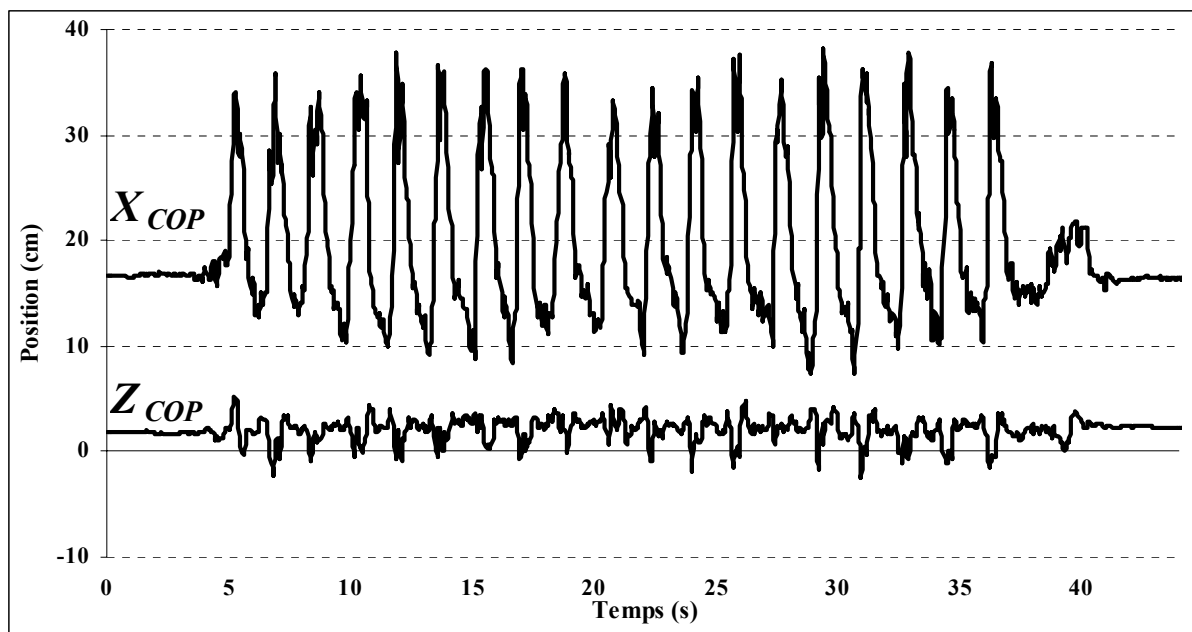


**Figure 67** Composantes droite (a) et gauche (b), et résultante (c) de la force motrice transmise au châssis du fauteuil par l'action du sujet sur les mains courantes.

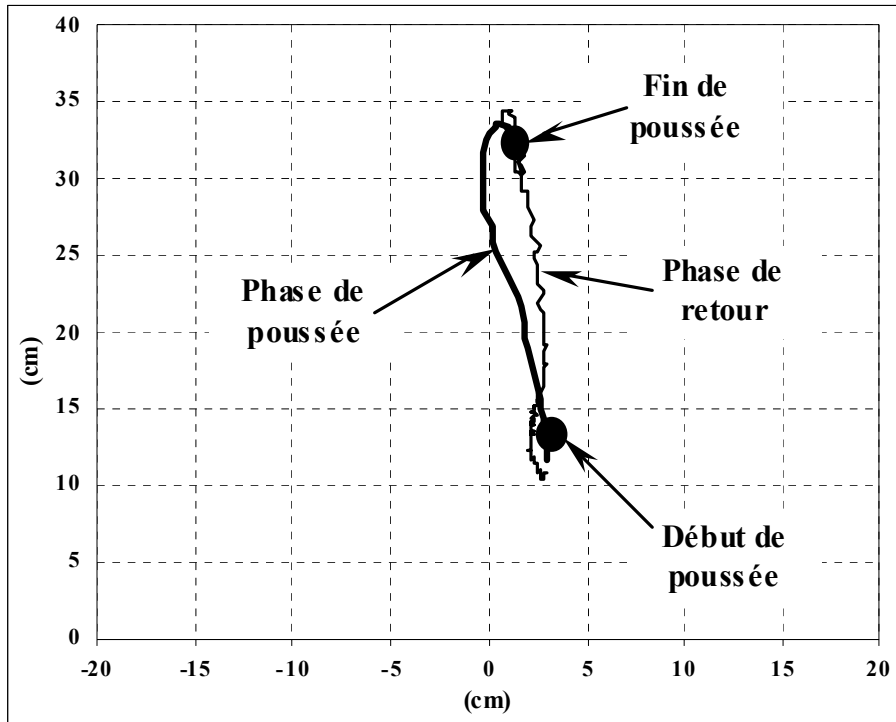




**Figure 68** Résultante de la force motrice transmise au châssis du fauteuil par l'action du sujet sur les mains courantes lors d'un cycle normalisé.



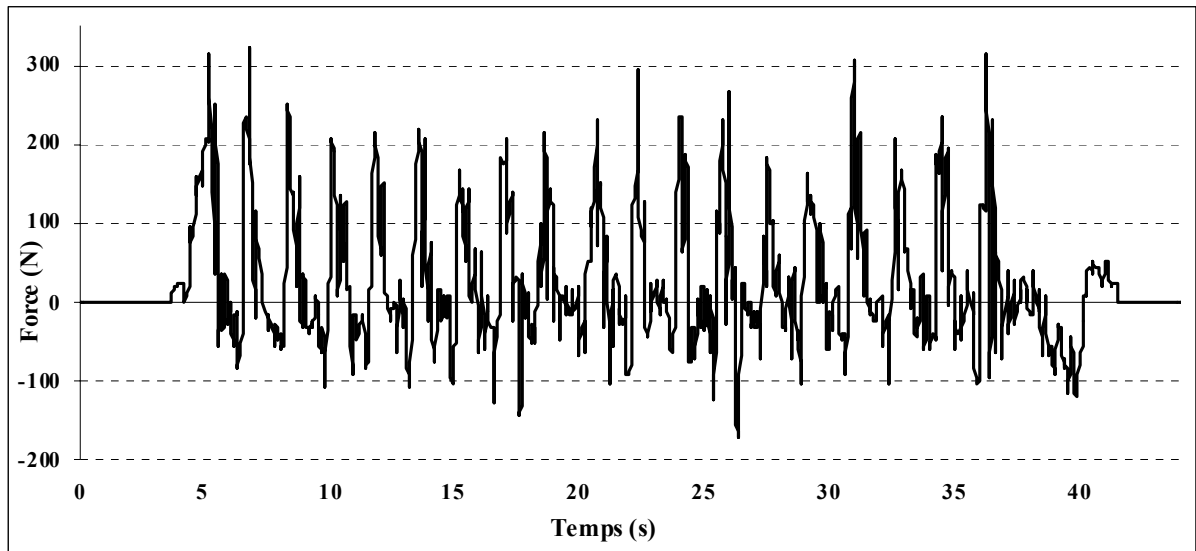
**Figure 69** Positions antéro-postérieure ( $X_{COP}$ ) et transversale ( $Z_{COP}$ ) du centre de pression exercée sur le siège dans le référentiel  $R_f$ .



**Figure 70** Evolution de la position du centre de pression sur le siège du fauteuil exprimée dans  $R_f$  lors d'un cycle normalisé.

#### 4-4-3-3. Mise en relation des paramètres cinématiques et dynamiques

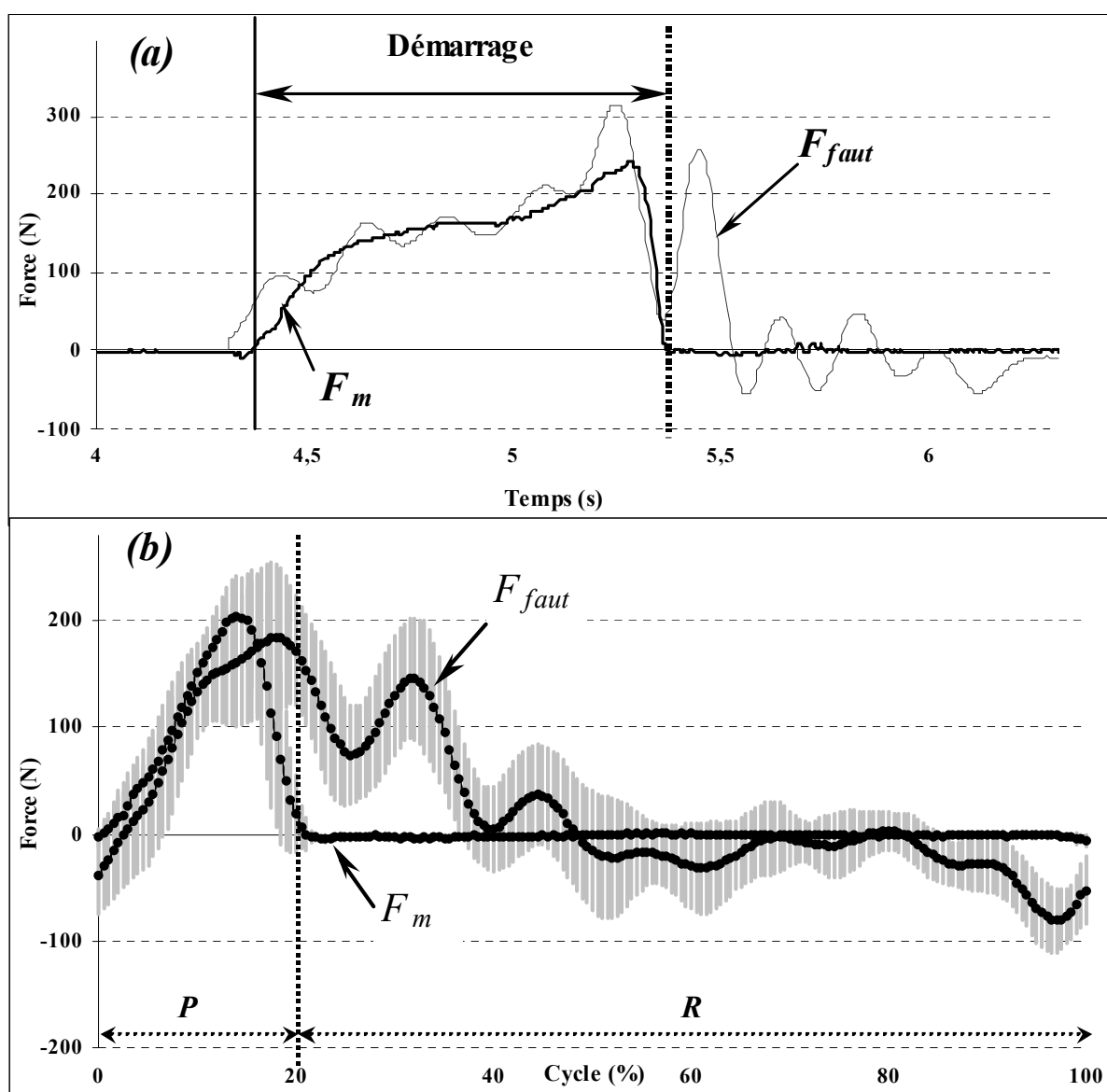
L'évolution de  $\vec{F}_{faut}$  a fait clairement apparaître des phases pendant lesquelles le sujet exerçait une action « propulsive » sur le fauteuil, lorsque  $\vec{F}_{faut}$  était positive, et des phases pendant lesquelles le sujet exerçait une action « frénatrice » sur le fauteuil, lorsque  $\vec{F}_{faut}$  était négative (figure 71). La superposition de  $\vec{F}_{faut}$  et  $\vec{F}_m$  permettait de relativiser l'importance de  $\vec{F}_m$  par rapport à l'action motrice globale du sujet (figure 72) et, par différence, de faire apparaître l'influence non négligeable des mouvements du sujet (principalement le buste et les membres supérieurs) sur le déplacement du fauteuil.



**Figure 71** Evolution de la résultante des forces appliquées sur le fauteuil,  $\vec{F}_{fauteuil}$ , au cours du déplacement.

Au démarrage, les deux impulsions calculées pour  $\vec{F}_{fauteuil}$  et  $\vec{F}_m$  étaient de  $155,5 \text{ N.s}$  et  $146,5 \text{ N.s}$  respectivement (figure 72a). La faible différence entre les deux ( $9 \text{ N.s}$ , soit  $6 \%$ ) pouvait s'expliquer par le pic de  $\vec{F}_{fauteuil}$  ( $300 \text{ N}$ ) à la fin de la phase de démarrage. Dans les deux dixièmes de seconde après le lâcher des mains courantes, la forte augmentation de  $\vec{F}_{fauteuil}$ , jusqu'à  $250 \text{ N}$  (soit une impulsion de  $24,5 \text{ N.s}$ ), correspondait à une accélération du fauteuil qui ne pouvait résulter que d'une action du sujet sur le siège du fauteuil puisque  $\vec{F}_m$  était alors nulle, c'est-à-dire que le sujet n'exerçait aucun effort sur les mains courantes. L'analyse de ce démarrage montrait que la mise en mouvement du fauteuil était réalisée grâce à l'application d'une impulsion totale de  $180 \text{ N.s}$  ( $155,5 \text{ N.s}$  pendant l'application de l'effort sur les mains courantes et  $24,5 \text{ N.s}$  juste après le lâcher) qui était nécessaire pour s'opposer à  $\vec{F}_{ra}$  d'une part ( $33 \text{ N.s}$ ) et pour accélérer le fauteuil d'autre part ( $147 \text{ N.s}$ ). Pour cela le sujet appliquait une impulsion motrice sur les mains courantes de  $146,5 \text{ N.s}$ , soit  $81 \%$  de l'impulsion totale, complétée par la conséquence de ses mouvements sur le fauteuil correspondant à une impulsion de  $33,5 \text{ N.s}$ , soit  $19 \%$  de l'impulsion totale exercée. Cette analyse revient à

considérer que la phase de démarrage ne se limitait pas à la poussée sur les mains courantes, mais inclut le mouvement du buste et des membres supérieurs.

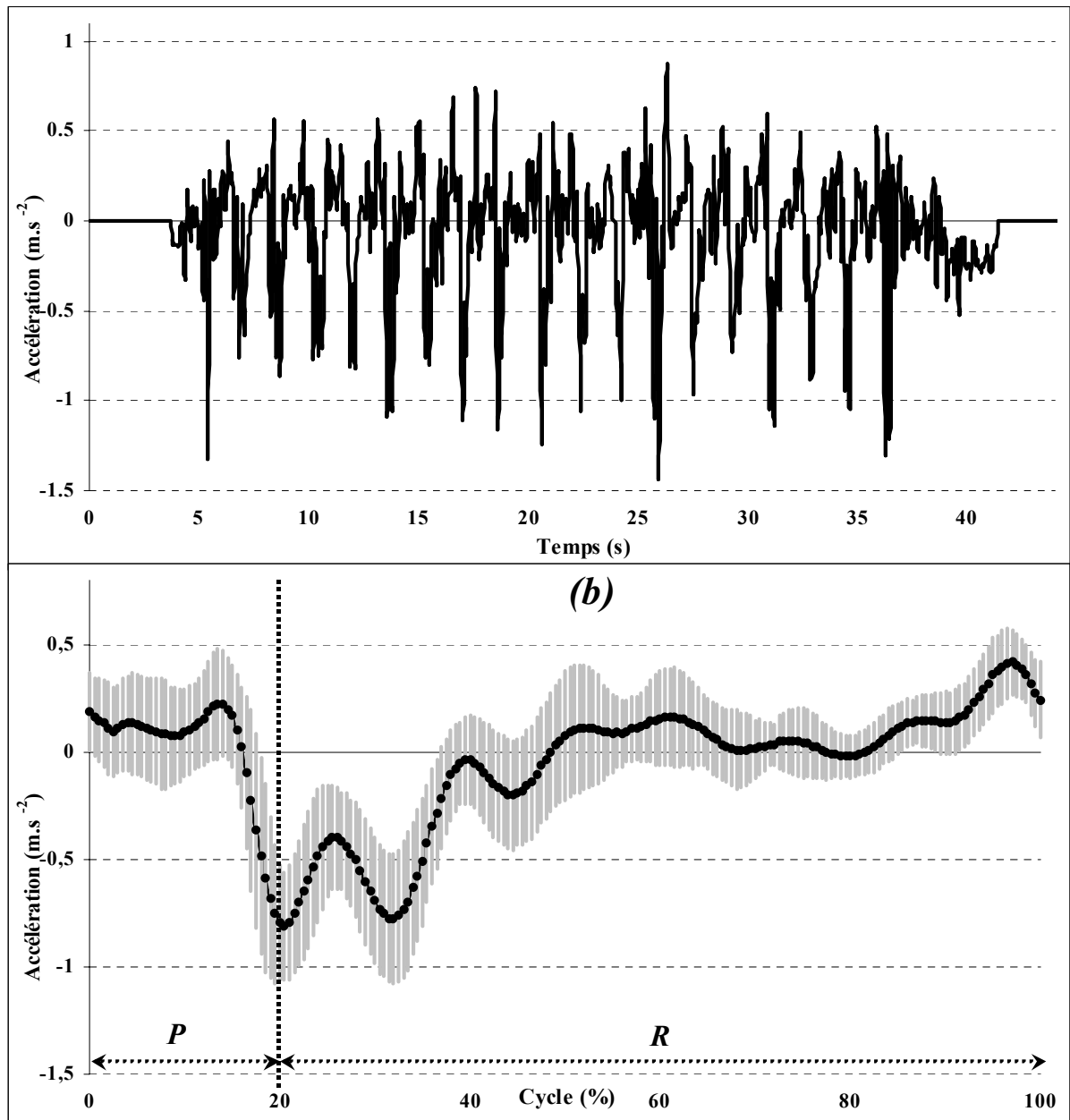


**Figure 72** Comparaison de  $\vec{F}_m$  et de  $\vec{F}_{faut}$ , au cours du démarrage (a) et d'un cycle normalisé (b).

Au cours du cycle normalisé, l'action propulsive du sujet,  $\vec{F}_{faut}$ , se prolongeait jusqu'au milieu du cycle environ (49 %), ce qui représentait une impulsion motrice de 74 N.s (figure 72b). La contribution de  $\vec{F}_m$  pendant la phase de poussée ne représentait que 37,6 N.s, ce qui signifiait que seulement 51 % de l'action motrice du sujet pendant le cycle de propulsion provenaient de l'action sur les mains courantes, le reste, près de la moitié, résultait des

mouvements du sujet sur fauteuil. L'écart entre les deux s'expliquait par une première différence en fin de phase de poussée lorsque  $\vec{F}_{faut}$  était supérieur à  $\vec{F}_m$  et en début de phase de retour, lorsque  $\vec{F}_{faut}$  atteignait un pic de  $150\text{ N}$ , alors que  $\vec{F}_m$  était nulle. En contrepartie,  $\vec{F}_{faut}$  était négative en fin de phase de retour, impliquant une action frénatrice des mouvements du sujet avant de reprendre contact sur les mains courantes pour le cycle suivant.

Le calcul de  $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$  à partir de la différence entre  $\vec{F}_{faut}$  et  $\vec{F}_m$ , a nécessité l'exploitation de l'ensemble des grandeurs mécaniques mesurées par le *FRE* : à savoir les efforts appliqués sur les deux roues dynamométriques et sur le siège, les accélérations du fauteuil ainsi que les positions angulaires des roues arrière ; soit un total de vingt trois signaux analogiques (figure 73a). Cette courbe d'accélération qui oscillait entre  $0,5$  et  $-1\text{ m.s}^{-2}$ , permettait de distinguer nettement les vingt phases du déplacement, c'est-à-dire les dix-neuf poussées et la phase de freinage. Tout au long de la phase de poussée,  $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$  était légèrement positive avant d'avoir un pic négatif approchant  $-1\text{ m.s}^{-2}$  en fin de phase (figure 73b). Un deuxième pic négatif de la même intensité se retrouvait en début de la phase de poussée avant que  $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$  oscille autour de  $0\text{ m.s}^{-2}$  : l'accélération du centre de gravité du sujet était quasiment nulle sur une partie importante de la phase de retour. Juste avant la phase de poussée suivante, le sujet accélère son centre de gravité vers l'avant (environ  $0,5\text{ m.s}^{-2}$ ).



**Figure 73** Accélération du centre de gravité du sujet,  $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$ , par rapport au référentiel barycentrique du système sujet-fauteuil, sur la totalité du déplacement (a) et lors d'un cycle normalisé (b).

#### 4-4-4. Discussion

Cette première expérimentation réalisée sur le terrain avec le *FRE* a fourni plusieurs informations importantes sur la locomotion en fauteuil roulant et a permis de cerner des limites méthodologiques et métrologiques qui devront être améliorées dans les prochaines études.

##### 4-4-4-1. Analyse de la locomotion en fauteuil roulant

L'analyse de l'évolution des paramètres mécaniques a été effectuée sur la globalité du déplacement, puis plus particulièrement sur le démarrage, les phases de poussée et de retour.

##### 4-4-4-1-1. Déplacement global

Le calcul des paramètres temporels a montré que la durée moyenne du cycle complet ( $1,78\text{ s}$ ) était supérieure aux résultats des études précédentes (Sanderson *et al.* 1985, Mâsse *et al.* 1992, Rodgers *et al.* 1994), incluant des expérimentations réalisées avec des sujets valides non-experts de la locomotion en fauteuil roulant, et qui rapportaient des valeurs comprises entre  $0,8$  et  $1,5\text{ s}$  (Hugues *et al.* 1992, Veeger *et al.* 1992b). La durée relative de la phase de poussée ( $20\%$ ) était inférieure aux résultats obtenus avec des sujets non experts, ( $22$  à  $50\%$ , Veeger *et al.* 1992b, Hugues *et al.* 1992), ou des sujets paraplégiques (de  $30$  à  $65\%$ , Mâsse *et al.* 1992, Rodgers *et al.* 1994, Rao *et al.* 1996). Comme les paramètres temporels varient significativement en fonction du type de lésion, de la technique de propulsion ou encore des réglages du fauteuil (van der Woude *et al.* 1989b, Rodgers *et al.* 1994), il était extrêmement délicat d'analyser les différences entre les résultats de cette étude et ceux des précédentes. De plus, comme le dispositif utilisé (ergomètre à rouleaux, tapis roulant, simulateur, ou ergomètre de terrain) a une influence sur ces paramètres (Rodgers *et al.* 1994), les valeurs déterminées dans les études précédentes ne constituaient donc pas des références pour comparer les mesures effectuées avec le *FRE*.

La mesure des accélérations tout au long du déplacement (figure 47) a montré que la vitesse du fauteuil n'était jamais constante (figure 63), comme cela a déjà été observé dans d'autres études réalisées en situation réelle (Coutts, 1990). En effet, pour ce déplacement, il y avait une différence moyenne de  $0,5 \text{ m.s}^{-1}$  entre le début et le milieu du cycle normalisé. Ces résultats signifiaient que ces variations intra-cycle de vitesse ne devraient plus être négligées dans les études ultérieures sur la locomotion en fauteuil roulant manuel, qu'elles soient menées en laboratoire ou directement sur le terrain.

Les fortes variations de  $R_N$  et  $Rep$  (figures 64 et 65) au cours du déplacement entraînaient des variations importantes de  $F_{ra}$  (figures 66) dont les valeurs maximales ( $65 \text{ N}$ ) étaient environ quatre fois plus importantes que les valeurs minimales ( $15 \text{ N}$ ). Ces résultats confirmaient les hypothèses émises lors de l'étude sur les forces de freinage (voir chapitre 4-2 p105) : les variations de  $F_{ra}$  doivent être nécessairement prises en compte pour la détermination du travail et de la puissance mécanique produits par le sujet, ou encore du rendement mécanique de la locomotion en fauteuil roulant manuel.

#### 4-4-4-1-2. Démarrage

La première phase de poussée était environ trois fois plus longue que les suivantes, confirmant ce qui a déjà été observé par d'autres auteurs (Cooper, 1990). Le mouvement du fauteuil (figure 72) débutait légèrement avant que le sujet n'exerce un effort sur les mains courantes, vraisemblablement à cause des mouvements du sujet sur le siège. En effet, avant le début du mouvement, les mains du sujet reposaient sur ses genoux et il devait déplacer ses membres supérieurs vers l'arrière afin d'attraper les mains courantes. Ce mouvement a entraîné une accélération négative de son centre de gravité,  $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$ , qui a engendré simultanément une accélération positive du fauteuil. Sur la première partie du démarrage, les courbes de  $\vec{F}_{faut}$  et  $\vec{F}_m$  se suivaient, traduisant la faible influence des mouvements du sujet sur



le siège : le mouvement du fauteuil était principalement généré par l'effort appliqué sur les mains courantes. A la fin de la phase de démarrage, la différence entre les deux courbes correspondait à une première accélération du centre de gravité du sujet vers l'arrière : en fin de poussée, le déplacement vers l'avant des membres supérieurs ainsi que du buste cessait progressivement jusqu'à un blocage qui entraînait une accélération négative de  $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$  et donc simultanément une accélération positive du fauteuil. Ensuite, juste après avoir lâché les mains courantes, le sujet accélérât ses membres supérieurs et son buste vers l'arrière, ce qui provoquait une deuxième accélération du fauteuil illustrée par le pic de  $\vec{F}_{faul}$ . L'étude de ce démarrage a donc mis en évidence l'influence non négligeable sur les mouvements du fauteuil des accélérations du sujet sur son siège (19 % de l'impulsion totale).

#### 4-4-4-1-3. Phase de poussée

La phase de poussée représentait 20 % (dans le cas de cette étude) du cycle de propulsion, pendant laquelle le sujet appliquait un effort sur les mains courantes (figures 49 à 58) afin de créer une résultante motrice qui permettait au système sujet-fauteuil de se déplacer (figures 67 et 68).

En début de poussée, l'accélération négative mesurée a fait atteindre au fauteuil sa vitesse minimale intra-cycle, environ  $1,3 \text{ m.s}^{-1}$  (figure 47). Cette décélération montrait que la force motrice n'était pas suffisante pour s'opposer à la résultante des forces de freinage et aux mouvements du sujet vers l'avant.

Ne connaissant pas la position du point d'application, il était impossible de calculer les composantes radiale et tangentielle de la force exercée dans le plan de la main courante. Pour appliquer un effort positif sur les mains courantes selon l'axe antéro-postérieur (axe  $X_f$ ), le sujet prenait appui sur le siège : un effort d'environ  $-200 \text{ N}$  se retrouvait bien sur le dynamomètre fixé sous le siège (figure 60) quand il appliquait environ  $80 \text{ N}$  sur chacune des

deux mains courantes en  $X_f$ . La différence (environ  $40\text{ N}$ ) correspondait au mouvement du centre de gravité du sujet vers l'avant qui se traduisait par des valeurs positives de  $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$  (figure 73) pendant une grande partie de la phase de poussée. Simultanément, l'allègement observé sur les efforts mesurés sous le siège (figure 60) pouvait s'expliquer par la composante verticale de la force appliquée sur les mains courantes (figure 51) d'une part, et par la descente du buste du sujet lors de la phase de poussée d'autre part. Ce mouvement vertical du centre de gravité du sujet se retrouvait sur le calcul de  $R_N$  (figure 64), dont les variations par rapport au poids total du système sujet-fauteuil reflétaient les mouvements verticaux du centre de gravité du système puisque le centre de gravité du fauteuil ne bougeait pas selon l'axe vertical. Pendant la phase de poussée, la diminution de  $R_N$  correspondait à la descente du centre de gravité du sujet, et inversement, le blocage du buste en fin de poussée se traduisait par une augmentation de  $R_N$  qui devenait alors supérieure au poids du système (figure 64).

Le mouvement du centre de gravité du sujet pendant la phase de poussée se retrouvait sur l'évolution antéro-postérieure du centre de pression exercée sur le siège (figure 70) qui se déplaçait de  $19\text{ cm}$  vers l'avant. Ce déplacement était illustré par l'augmentation de la composante  $M_Z$  du moment appliqué sur le siège (figure 62), à la base du calcul du centre de pression. Il a eu également pour effet d'augmenter la répartition de  $R_N$  sur les roues avant,  $Rep$ , qui atteignait environ  $80\%$  en fin de phase de poussée (figure 65). Ces deux paramètres intervenant dans le calcul de  $F_{ra}$ , celle-ci augmentait tout au long de la phase de poussée jusqu'à atteindre une norme supérieure à  $40\text{ N}$  (figure 66). Ces résultats confirmaient l'hypothèse émise lors de l'étude de  $F_{ra}$  (voir chapitre 4-2 p106) concernant le paradoxe de la locomotion en fauteuil roulant : la phase propulsive est réalisée alors que la résultante des forces de freinage augmente et que le fauteuil est simultanément ralenti du fait de l'accélération du centre de gravité du sujet vers l'avant. Malgré ce paradoxe, la résultante des actions du sujet permettait bien d'accroître la vitesse du fauteuil de  $1,3\text{ m.s}^{-1}$  à  $1,5\text{ m.s}^{-1}$  (figure

63). En fin de poussée, la force motrice était trop faible par rapport à  $F_{ra}$  pour expliquer seule l'accélération du fauteuil : celle-ci atteignait un maximum grâce au blocage du mouvement du buste du sujet.

#### **4-4-4-1-4. Phase de retour**

Au début de la phase de retour, l'accélération du fauteuil (figure 47) lui permettant d'atteindre sa vitesse maximale lors du cycle de propulsion, soit environ  $1,7 \text{ m.s}^{-1}$  (figure 63), provenait d'une accélération brutale du centre de gravité du sujet vers l'arrière (figure 73). Ce mouvement était la conséquence du redressement du buste provoquant une accélération verticale du centre de gravité du sujet vers le haut et donc une augmentation de l'effort vertical mesuré par le dynamomètre fixé sous le siège qui devient alors supérieure au poids du sujet (figure 60).  $R_N$  atteignait donc un pic très supérieur (environ  $1200 \text{ N}$ ) au poids du système sujet-fauteuil (figure 64) qui se combinait avec la valeur maximale de  $Rep$  (80 %, figure 65) pour produire une augmentation de  $F_{ra}$  (figure 66).

Cette analyse a montré que la phase propulsive de la locomotion en fauteuil roulant ne se limitait pas à la période où le sujet appliquait un effort sur la main courante, généralement définie « phase de poussée », mais se prolongeait jusqu'à la fin du redressement du buste et des membres supérieurs vers l'arrière au début de la phase de retour. Par conséquent l'ensemble des actions du sujet sur les mains courantes et de ses mouvements antéro-postérieurs sur le siège concouraient à accélérer le fauteuil et à lui faire atteindre sa vitesse maximale après la fin de la phase de poussée, à un instant classiquement intégré dans la « phase de retour ».

Ensuite, sur la majeure partie de la phase de retour, les mouvements du fauteuil ne sont pas influencés par les actions du sujet (figure 72b) : le centre de gravité du sujet reculait avec une accélération faible aussi bien dans la direction antéro-postérieure (figure 73), que dans la direction verticale, puisque  $R_N$  oscillait alors à proximité de la valeur du poids du système

(figure 64). Le centre de pression revenait progressivement à sa position initiale (figure 70), entraînant une diminution de  $Rep$  (figure 65) et par conséquent de  $F_{ra}$  (figure 66) qui évoluait alors au niveau de sa valeur minimale.

Tout à la fin de la phase de retour, le sujet accélèrait son buste et ses membres supérieurs vers l'avant afin de prendre contact avec les mains courantes pour réaliser la poussée suivante (figure 73). Ces mouvements engendraient ainsi une diminution de l'accélération du fauteuil (figure 47).

En résumé, la phase de retour se décomposait en trois périodes : la première était propulsive grâce à l'accélération du buste et des membres supérieurs vers l'arrière, la deuxième correspondait au retour du buste et s'accompagnait d'une diminution de la norme de  $F_{ra}$ , et la troisième, préparatoire à la reprise de contact avec les mains courantes, ralentissait le fauteuil, juste avant le début du cycle de propulsion suivant.

#### **4-4-4-2. Limites méthodologiques et métrologiques**

##### **4-4-4-2-1. Calcul des paramètres cinématiques**

L'écart observé entre les vitesses calculées à partir des potentiomètres et de l'accéléromètre (figure 63) pourrait s'expliquer par les incertitudes sur les grandeurs mesurées par ces deux types de capteurs. En effet, si les mesures des potentiomètres rendaient compte précisément des positions de chacune des roues arrière par rapport au châssis du fauteuil, en revanche, il n'était pas certain que les roues n'aient pas glissé de temps à autre au cours du déplacement. Par conséquent, les mesures angulaires réalisées pendant ces glissements supposés correspondraient bien à une rotation des roues par rapport au châssis, mais cette rotation n'aurait généré aucun déplacement du fauteuil (voir chapitre 4-3 p130) : la vitesse calculée serait alors surestimée par rapport à la vitesse réelle. De même, la vitesse calculée à partir des accélérations dépendait de la correction globale du signal d'accélération réalisée sur

la totalité du déplacement (voir chapitre 4-3 p130). La durée du déplacement étudié ici étant relativement importante (35 s), il était possible que cette correction ait, par moments, surestimé ou sous-estimé l'accélération du fauteuil ce qui introduirait une source d'erreur dans le calcul de sa vitesse. Pour corriger la vitesse du fauteuil, il serait donc nécessaire de connaître précisément quelques positions de référence au cours du déplacement comme c'était le cas pour la correction de reconstruction de trajectoire (voir chapitre 4-3, p130). Une seconde solution, non exclusive de la première, consisterait à remplacer l'accéléromètre par une centrale inertielle. Ces informations permettraient, en outre, d'étudier les déplacements du système sujet-fauteuil dans des environnements variés, lors de montées et de descentes. Quoiqu'il en soit, en l'absence de valeur de référence de la vitesse du fauteuil, il était impossible de déterminer laquelle des deux vitesses calculées était la plus proche de la vitesse réelle. Une étude ultérieure serait donc nécessaire afin de choisir la méthode la mieux adaptée à la détermination de la vitesse du fauteuil sur terrain. Toutefois, il était important de noter que les incertitudes liées au calcul de la vitesse n'avaient pas eu d'influence sur les autres paramètres lors de cette étude puisque la vitesse n'intervenait pas dans le modèle général de la locomotion (voir chapitre 2-4 p62).

#### **4-4-4-2-2. Calcul des efforts appliqués sur les mains courantes**

Entre les phases de poussée et après l'immobilisation du fauteuil, de faibles valeurs de forces ( $\pm 10\text{ N}$ ) et de moments ( $\pm 1\text{ N.m}$ ) étaient calculées à partir des mesures des roues dynamométriques, alors que le sujet n'appliquait aucun effort sur les mains courantes. Il est vraisemblable que ces imprécisions se retrouvaient également sur les forces et moments calculés pendant les phases de poussée. Afin d'améliorer ces résultats, il pourrait être intéressant d'optimiser la méthode d'étalonnage dynamique des roues dynamométriques (voir chapitre 4-1, p88), en recalculant les coefficients du modèle de correction avant chaque expérimentation, par exemple.

En raison du couple local appliqué par le sujet, il n'a pas été possible de calculer ni le point d'application de l'effort sur les mains courantes (voir chapitre 3-2, p69), ni les composantes radiale et tangentielle de la force appliquée dans le plan de la roue, ce qui a quelque peu limité l'analyse technique.

#### 4-4-5. Conclusion

Cette expérimentation sur le terrain a montré que le *FRE* permettait effectivement de quantifier, en situation réelle, les paramètres mécaniques pertinents qui intervenaient dans le modèle mécanique général de la locomotion en fauteuil roulant manuel, à savoir les mouvements du fauteuil et les forces auxquelles il était soumis. De plus, le modèle mécanique proposé permettait, en première approche, de calculer l'accélération du centre de gravité du sujet et donc d'analyser l'influence de ses mouvements sur ceux du système sujet-fauteuil, sans utiliser un système d'analyse cinématique lourd à mettre en œuvre et limitant considérablement l'espace d'évolution. Ainsi, il a pu être mis en évidence que ces mouvements avaient une influence non négligeable sur les déplacements du fauteuil et aussi formuler quelques hypothèses sur les mouvements du buste et des membres supérieurs, susceptible d'expliquer les variations des paramètres calculés lors de ce déplacement. Cependant, ces hypothèses devront malgré tout être vérifiées par des mesures complémentaires, à l'aide d'une ou plusieurs caméras vidéo, par exemple.

Même si quelques améliorations devaient encore être apportées au *FRE* (méthodes de calcul de la vitesse, orientation du fauteuil dans les trois directions de l'espace, détermination du point d'application sur les mains courantes), cette expérimentation a mis en évidence plusieurs phénomènes nouveaux et importants concernant la locomotion en fauteuil roulant manuel. Tout d'abord, les importantes variations de la vitesse du fauteuil et de la résultante des forces de freinage observées sur l'ensemble du déplacement ne devraient plus être négligées dans les études ultérieures, qu'elles soient menées en laboratoire ou directement sur

le terrain. L'étude des cycles de propulsion normalisés a permis de décrire les phénomènes et de les situer par rapport aux phases de poussée et de retour. Ultérieurement, l'exploitation des données de nombreux déplacements, permettrait une étude statistique plus approfondie sur ces « patrons moteurs » ; comme par exemple leur reproductibilité, leur comparaison entre les paramètres mécaniques issus des roues dynamométriques droite et gauche (afin de déceler une éventuelle asymétrie), ou encore des comparaisons inter-sujets sur un même exercice. En outre, il est désormais possible de mettre en relation simultanément les paramètres pertinents de ce mode de locomotion (mouvements du sujet, actions sur les mains courantes, résultante des forces de freinage) avec leurs conséquences sur les déplacements du fauteuil et plus particulièrement sur sa vitesse. Ainsi, cette étude a ouvert de larges perspectives sur la recherche de la synchronisation optimale des mouvements du sujet et de ses actions sur les mains courantes. A terme, ces études devraient déboucher non seulement sur l'amélioration de l'efficacité des gestes du sujet, mais aussi sur une optimisation du choix et des réglages du fauteuil en fonction des caractéristiques individuelles des patients et des variables environnementales.

## Résumé du chapitre 4-4.

*L'ensemble des paramètres mécaniques pertinents identifiés dans le modèle mécanique ont été quantifiés lors d'une expérimentation réalisée avec le Fauteuil Roulant Ergomètre sur le terrain. Un sujet non expert de la locomotion en fauteuil roulant manuel a effectué un déplacement en ligne droite d'environ soixante mètres dans un stadium d'athlétisme couvert.*

*Cette expérimentation a mis en évidence des variations importantes de la vitesse du fauteuil ( $\pm 0,5 \text{ m.s}^{-1}$ ) et de la résultante des forces de freinage (de  $-20 \text{ N}$  à  $-60 \text{ N}$ ) tout au long du déplacement. En outre, l'expression des paramètres mesurés et calculés en pourcentage du cycle de propulsion a permis d'analyser leur évolution en distinguant les phases de poussée et de retour. Il a ainsi été montré qu'en plus de l'action sur les mains courantes, les accélérations du sujet dans le référentiel barycentrique avaient une influence non négligeable sur les déplacements du fauteuil. Les mouvements du buste et des membres supérieurs seraient à l'origine de l'accélération du fauteuil en fin de phase de poussée et en début de phase de retour, et de la décélération du fauteuil en fin de phase de retour.*

*Cette première approche en situation réelle des mouvements du centre de gravité du sujet réalisée sans l'aide d'un système externe d'analyse cinématique qui limiterait le champ d'investigation a ouvert des perspectives intéressantes pour l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant. Il reste toutefois nécessaire d'améliorer quelques points méthodologiques et métrologiques concernant le Fauteuil Roulant Ergomètre, et de valider un modèle mécanique en trois dimensions des mouvements du sujet grâce à une analyse cinématique simultanée.*



## Conclusion générale

*Une étude approfondie de la littérature scientifique a montré que les paramètres mécaniques de la locomotion en fauteuil roulant sont généralement mesurés soit en laboratoire, à l'aide d'ergomètres à rouleaux, de tapis roulants ou encore de simulateurs, soit sur le terrain, grâce à des fauteuils instrumentés. Tous ces dispositifs possèdent des caractéristiques variées et mesurent souvent séparément des grandeurs physiques différentes : forces, moments, vitesses de translation ou de rotation. En complément, les mouvements du sujet et du fauteuil sont parfois étudiés à l'aide de systèmes d'analyse cinématique, généralement lourds à mettre en œuvre, et qui limitent considérablement la liberté de mouvement des sujets puisqu'ils ne permettent d'analyser que quelques cycles de propulsion successifs. Le principal inconvénient des ergomètres de laboratoire est de ne permettre qu'une simulation du déplacement réel et leurs résultats sont donc difficilement transposables dans les diverses activités de la vie courante. Inversement, les ergomètres de terrain, comme le Fauteuil Roulant Ergomètre utilisé dans cette étude, sont bien adaptés à l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant manuel et commencent peu à peu à se développer grâce aux récentes évolutions technologiques.*

*Afin de quantifier l'ensemble des grandeurs mécaniques pertinentes de la locomotion en fauteuil roulant, le modèle mécanique utilisé a consisté à mettre en relation l'accélération du fauteuil,  $\bar{\Gamma}_{G_f}^R$ , avec les forces qui influencent son déplacement sur un plan horizontal : la résultante des actions motrices du sujet sur les mains courantes,  $\bar{F}_m$ , et la résultante des forces de freinage,  $\bar{F}_{ra}$ . Les principes de la*

mécanique permettent d'écrire la relation entre les principaux paramètres dynamiques et cinématiques en présence :

$$M \vec{\Gamma}_{G_f}^R = \vec{F}_m + \vec{F}_{ra} - M \left( \frac{m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right)$$

soit :

$$M \vec{\Gamma}_{G_f}^R - \vec{F}_{ra} = \vec{F}_m - M \left( \frac{m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right)$$

Cette équation met en relation la résultante des forces agissant sur le fauteuil, représentée par  $M \vec{\Gamma}_{G_f}^R$  et  $\vec{F}_{ra}$ , et la somme des actions du sujet, composée de  $\vec{F}_m$  et de la résultante de ses mouvements sur le fauteuil,  $M \left( \frac{m_s}{m_f} \vec{\Gamma}_{G_s}^{R*} \right)$ , calculée à partir de l'accélération du sujet dans le référentiel barycentrique du système sujet-fauteuil,  $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$ .

Le Fauteuil Roulant Ergomètre a été construit au L.M.P. sur la base d'un fauteuil roulant standard équipé de plusieurs capteurs :

- Deux roues dynamométriques mesurant les six composantes du torseur des efforts exercés par le sujet sur les mains courantes ;
- Un dynamomètre à six composantes mesurant le torseur des efforts exercé par le sujet sur le siège ;
- Un accéléromètre tri-axial fixé sous le siège mesurant les accélérations du fauteuil ;
- Deux potentiomètres mesurant la position angulaire de chacune des roues arrière par rapport au châssis du fauteuil.

*Le Fauteuil Roulant Ergomètre était équipé d'un système d'acquisition sans fil développé au L.I.M.O.S permettant d'enregistrer les données mesurées sur un ordinateur distant. Ces mesures ont été utilisées pour calculer les grandeurs mécaniques pertinentes du modèle mécanique :*

- $\vec{F}_m$  grâce aux roues dynamométriques et aux potentiomètres angulaires ;
- $\vec{\Gamma}_{G_f}^R$  grâce à l'accéléromètre triaxial ;
- $\vec{F}_{ra}$  grâce au dynamomètre fixé sous le siège à et l'accéléromètre.

*Avant de réaliser des mesures sur le terrain, il a été nécessaire d'étalonner la plupart des capteurs afin de déterminer leurs caractéristiques métrologiques, en tenant compte de leur mode de fixation sur le Fauteuil Roulant Ergomètre. Les trois dynamomètres à six composantes ont d'abord été étalonnés en statique afin de déterminer leurs matrices de sensibilité, indispensables au calcul des torseurs des efforts exercés au niveau des roues et du siège. Les roues dynamométriques ont également été étalonnées en dynamique afin de soustraire le poids des mains courantes en rotation du torseur mesuré et d'obtenir ainsi l'effort réellement appliqué par le sujet lors de la propulsion. Ensuite, pour exprimer les grandeurs mesurées dans le référentiel lié au fauteuil, il a été nécessaire de déterminer l'inclinaison du dynamomètre sous le siège et l'orientation de référence des deux potentiomètres angulaires par rapport au châssis. Enfin, les sensibilités des potentiomètres et les « offsets » de l'accéléromètre, non fournis par leurs constructeurs respectifs, ont été déterminés grâce à quelques expérimentations simples.*

*La résultante des forces de freinage,  $F_{ra}$ , a été déterminée sur le terrain à partir de mesures de décélération du fauteuil sur lequel le sujet avait été remplacé par des masses inertes. Ainsi  $F_{ra}$  a pu être calculée en fonction de la réaction normale appliquée sur le système,  $R_N$ , de la répartition de cette force entre les roues avant et arrière,  $Rep$ , et de la vitesse de déplacement du fauteuil. Les résultats ont montré que lorsqu'elle était inférieure à  $2 \text{ m.s}^{-1}$ , la vitesse du fauteuil n'avait aucune influence sur  $F_{ra}$ . En revanche,  $Rep$  et  $R_N$  expliquaient respectivement 92 % et 8 % des variations de  $F_{ra}$ . Ces résultats ont été utilisés pour déterminer la relation statistique permettant d'estimer  $F_{ra}$  en fonction de  $R_N$  et de  $Rep$  :*

$$F_{ra} = a R_N + b Rep + c R_N Rep$$

*Cette relation est spécifique aux réglages du fauteuil roulant utilisé et au revêtement sur lequel ont été réalisées les mesures. Par conséquent, les coefficients ( $a$ ,  $b$  et  $c$ ) doivent être recalculés à chaque fois qu'un des paramètres (ex : position des roues arrière) est changé. Il a ensuite été démontré que cet étalonnage pouvait être simplifié et réduit à seulement quatre séries de mesures de décélération correspondant à quatre combinaisons différentes de  $R_N$  et  $Rep$ . Grâce à l'accéléromètre et au dynamomètre fixé sous le siège, il a été possible de calculer  $R_N$  et  $Rep$ , et par conséquent d'estimer l'évolution de  $F_{ra}$  au cours des déplacements en situation réelle.*

*L'analyse sur le terrain nécessitait de reconstruire la trajectoire réelle du fauteuil à partir des seules mesures des capteurs cinématiques embarqués. Une première expérimentation a montré qu'il était préférable d'utiliser les mesures des potentiomètres plutôt que celles de l'accéléromètre pour calculer le déplacement résultant du fauteuil. Ensuite, une simulation numérique a permis de valider une*

*méthode de reconstruction de la trajectoire à partir des positions angulaires des roues arrière par rapport au châssis. Cette simulation a servi à estimer une fréquence optimale,  $f_{opt}$ , d'acquisition des signaux en fonction de la vitesse du fauteuil,  $V$ , et du rayon des roues arrière,  $R$ , permettant d'obtenir une erreur inférieure à 0,5% sur le déplacement et l'orientation du fauteuil :*

$$f_{opt} = \frac{V}{0,065 \times R}$$

*Cette méthode a été vérifiée en comparant les trajectoires calculée et réelle du fauteuil lors de différentes expérimentations réalisées sur un plan horizontal. Ces mesures ont également mis en évidence la nécessité d'utiliser des positions de référence intermédiaires, pour corriger régulièrement la position et l'orientation du fauteuil tout au long du déplacement.*

*Enfin, l'ensemble des paramètres mécaniques pertinents identifiés dans le modèle mécanique ont été quantifiés lors d'une expérimentation réalisée avec le Fauteuil Roulant Ergomètre sur le terrain. Un sujet non expert de la locomotion en fauteuil roulant manuel a effectué un déplacement en ligne droite d'environ soixante mètres dans un stade d'athlétisme couvert. Cette expérimentation a mis en évidence des variations importantes de la vitesse du fauteuil ( $\pm 0,5 \text{ m.s}^{-1}$ ) et de la résultante des forces de freinage (de  $-20 \text{ N}$  à  $-60 \text{ N}$ ) tout au long du déplacement. En outre, l'expression des paramètres mesurés et calculés en pourcentage du cycle de propulsion a permis d'analyser leur évolution en distinguant les phases de poussée et de retour. Il a ainsi été montré qu'en plus de l'action sur les mains courantes, les accélérations du sujet dans le référentiel barycentrique avaient une influence non*

*négligeable sur les déplacements du fauteuil. Les mouvements du buste et des membres supérieurs seraient à l'origine de l'accélération du fauteuil en fin de phase de poussée et en début de phase de retour, et de la décélération du fauteuil en fin de phase de retour. Enfin, les résultats obtenus lors de la mise en relation des paramètres pertinents tendent à démontrer que les grandeurs calculées sont suffisamment précises pour réaliser une première approche de l'analyse des mouvements du sujet sur le fauteuil. Une analyse cinématique simultanée serait nécessaire pour vérifier ce dernier point.*

*Cette première approche en situation réelle des mouvements du centre de gravité du sujet, réalisée sans l'aide d'un système externe d'analyse cinématique qui limiterait le champ d'investigation, ouvre des perspectives intéressantes pour l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant. Il reste toutefois nécessaire d'améliorer quelques points méthodologiques et métrologiques concernant le Fauteuil Roulant Ergomètre, comme par exemple l'utilisation d'une centrale inertielle qui permettrait de calculer les positions et orientations du fauteuil dans les trois directions de l'espace, quel que soit le type de déplacement étudié.*

*Cette thèse a montré que le Fauteuil Roulant Ergomètre était tout à fait adapté à l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant manuel sur le terrain en s'affranchissant d'un système de mesure externe. À terme, l'amélioration de l'autonomie des personnes confinées en fauteuil pourra être envisagée à partir de plusieurs axes :*

- Aider les cliniciens à suivre le patient tout au long de sa phase de rééducation afin d'améliorer les techniques de propulsion et d'orienter les*

*choix et les réglages des fauteuils en fonction des types de traumatisme, de l'âge, de l'habileté au maniement du fauteuil ou encore du type d'activité (quotidienne, professionnelle ou sportive) des utilisateurs.*

- *Permettre aux concepteurs de fauteuils roulants d'optimiser les réglages et les caractéristiques des nouveaux modèles (positions et types de roue, réglage du dossier, choix des matériaux constitutifs), en fonction de l'environnement comme les caractéristiques des obstacles à franchir ou les différents revêtements sur lequel le fauteuil se déplace.*

*Contrairement aux ergomètres de laboratoire dont les limites ne sont plus à démontrer, le Fauteuil Roulant Ergomètre offre à la plupart des scientifiques faisant référence dans le domaine, de grandes perspectives quant à l'amélioration de la qualité de vie des personnes confinées en fauteuil roulant.*

## Bibliographie

- Abel, E.W. & Frank, T.G. (1991) The design of attendant propelled wheelchairs. *Prosthet.Orthot.Int.* **15**, 38-45.
- Aissaoui, R., Arabi, H., Lacoste, M., Zalzal, V. & Dansereau, J. (2002) Biomechanics of manual wheelchair propulsion in elderly: system tilt and back recline angles. *Am.J.Phys.Med.Rehabil.* **81**, 94-100.
- Asato, K.T., Cooper, R.A., Robertson, R.N. & Ster, J.F. (1993) SMARTWheels: development and testing of a system for measuring manual wheelchair propulsion dynamics. *IEEE Trans.Biomed.Eng* **40**, 1320-1324.
- Bazzi-Grossin, C., Fouillot, J.P., Charpentier, P. & Audic, B. (1995) Coût énergétique du déplacement en fauteuil roulant. Etude en situation réelle chez le paraplégique récent. *Annales de Réadaptation en Médecine Physique* **38**, 421-428.
- Bednarczyk, J.H. & Sanderson, D.J. (1995) Limitations of kinematics in the assessment of wheelchair propulsion in adults and children with spinal cord injury. *Phys.Ther.* **75**, 281-289.
- Bernard, P.L. (1994) Ergonomie du déplacement en fauteuil roulant chez le traumatisé médullaire. *STAPS* **35**, 77-93.
- Bernard, P.L., Peruchon, E., Micallef, J.P., Hertog, C. & Rabischong, P. (1994) Balance and stabilization capability of paraplegic wheelchair athletes. *J.Rehabil.Res.Dev.* **31**, 287-296.
- Boninger, M.L., Cooper, R.A., Robertson, R.N. & Rudy, T.E. (1997) Wrist biomechanics during two speeds of wheelchair propulsion: an analysis using a local coordinate system. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **78**, 364-372.
- Boninger, M.L., Baldwin, M., Cooper, R.A., Koontz, A. & Chan, L. (2000) Manual wheelchair pushrim biomechanics and axle position. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **81**, 608-613.
- Boninger, M.L., Souza, A.L., Cooper, R.A., Fitzgerald, S.G., Koontz, A.M. & Fay, B.T. (2002) Propulsion patterns and pushrim biomechanics in manual wheelchair propulsion. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **83**, 718-723.
- Bougenot, M.P., Tordi, N., Grappe, F., Rouillon, J.D. & Belli, A. (1999) Détermination sur le terrain des résistances à l'avancement en fauteuil roulant. *Actes du VIII<sup>ème</sup> Congrès de l'ACAPS*, Macolin (Suisse).
- Brattgard, S.O., Grimby, G. & Hook, O. (1970) Energy expenditure and heart rate in driving a wheel-chair ergometer. *Scand.J.Rehabil.Med.* **2**, 143-148.
- Brouha, L. & Krobath, H. (1967) Continuous recording of cardiac and respiratory functions in normal and handicapped people. *Human Factors* **9**, 567-572.
- Brown, D.D., Knowlton, R.G., Hamill, J., Schneider, T.L. & Hetzler, R.K. (1990) Physiological and biomechanical differences between wheelchair- dependent and able-bodied subjects during wheelchair ergometry. *Eur.J.Appl.Physiol Occup.Physiol* **60**, 179-182.



Brubaker, C.E., McLaurin, C.A. & McClay, I.S. (1986) Effects of side slope on wheelchair performance. *J.Rehabil.Res.Dev.* **23**, 55-58.

Cabanès, D. (1900) Petits problèmes de médecine historique, le fauteuil roulant de Couthon. *La Chronique Médicale* **7**, 609-613.

Cid, M., Vaslin, P. & Couetard, Y. (1991) Système dynamométrique de mesure des efforts développés au cours du saut à la perche. *Actes du colloque national méthodologie et étude du mouvement en sport, ergonomie et clinique, Innovation et technologie en biologie et médecine*, **12**, 107-115.

Cid, M., Couetard, Y. & Vaslin, P. (1992) Capteur de mesure d'efforts adapté au saut à la perche. *CNRS info, la recherche et le sport au CNRS*, p. 17.

Chow, J.W., Millikan, T.A., Carlton, L.G., Chae, W. & Morse, M.I. (2000) Effect of resistance load on biomechanical characteristics of racing wheelchair propulsion over a roller system. *J.Biomech.* **33**, 601-608.

Chow, J.W., Millikan, T.A., Carlton, L.G., Morse, M.I. & Chae, W.S. (2001) Biomechanical comparison of two racing wheelchair propulsion techniques. *Med.Sci.Sports Exerc.* **33**, 476-484.

Cooper, R.A. (1989) Racing wheelchair rear wheel alignment. *J.Rehabil.Res.Dev.* **26**, 47-50.

Cooper, R.A. (1990) An exploratory study of racing wheelchair propulsion dynamics. *adapted Physical Activity Quarterly* **7**, 74-85.

Cooper, R.A., VanSickle, D.P., Robertson, R.N., Boninger, M.L. & Ensminger, G.J. (1995) A method for analyzing center of pressure during manual wheelchair propulsion. *IEEE Trans.Rehabil.Eng* **3**, 289-298.

Cooper, R.A., Robertson, R.N., VanSickle, D.P., Boninger, M.L. & Shimada, S.D. (1996) Projection of the point of force application onto a palmar plane of the hand during wheelchair propulsion. *IEEE Trans.Rehabil.Eng* **4**, 133-142.

Cooper, R.A., Robertson, R.N., VanSickle, D.P., Boninger, M.L. & Shimada, S.D. (1997) Methods for determining three-dimensional wheelchair pushrim forces and moments: a technical note. *J.Rehabil.Res.Dev.* **34**, 162-170.

Cooper, R.A., DiGiovine, C.P., Boninger, M.L., Shimada, S.D., Koontz, A. & Baldwin, M.A. (2002) Filter frequency selection for manual wheelchair biomechanics. *J.Rehabil.Res.Dev.* **39**, 323-336.

Cooper, R.A., Boninger, M.L., Cooper, R., Robertson, R.N. & Baldini, F.D. (2003) Wheelchair racing efficiency. *Disabil.Rehabil.* **25**, 207-212.

Couétard Y. (1993) Capteur de forces à deux voies et application notamment à la mesure d'un torseur de forces. INPI, Brevet N° 96 08370 (France).

Couétard Y. (2000) Caractérisation et étalonnage de dynamomètres à six composantes pour torseur associé à un système de forces. *Thèse de Doctorat d'Université*, Université Bordeaux I.

Coutts, K.D. & Stogryn, J.L. (1987) Aerobic and anaerobic power of Canadian wheelchair track athletes. *Med.Sci.Sports Exerc.* **19**, 62-65.

Coutts, K.D. (1990) Kinematics of sport wheelchair propulsion. *J.Rehabil.Res.Dev.* **27**, 21-26.

Coutts, K.D. (1991) Dynamic characteristics of a sport wheelchair. *J.Rehabil.Res.Dev.* **28**, 45-50.

Coutts, K.D. (1992) Dynamics of wheelchair basketball. *Med.Sci.Sports Exerc.* **24**, 231-234.

Coutts, K.D. (1994) Drag and sprint performance of wheelchair basketball players. *J.Rehabil.Res.Dev.* **31**, 138-143.

Dabonneville, M., Poumarat, G., Bernard, M. & Moulin, J. (1983) Etude des paramètres mécaniques du déplacement en fauteuil roulant. *Congrès activités physiques, sport et biomécanique*. Carcan-Maubuisson, p. 60.

Dabonneville, M. (1993) Méthodes d'analyse de la motricité, application au handicap. *Thèse de Doctorat d'Université*, U.F.R. S.T.A.P.S., Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II, 110p.

Dabonneville, M., Vaslin, P., Couetard, Y. & Cid, M. (1998) Validation d'un capteur des efforts appliqués sur la main courante d'un fauteuil roulant. *X<sup>èmes</sup> Journées Francophones des Activités Physiques Adaptées*, 4-6 mai, Montpellier (France).

Dabonneville, M. & Vaslin, P. (2000) Wireless network applied to a self-contained wheelchair ergometer for real life measurements. *XX<sup>ème</sup> Congrès de la Société Française de Médecine du Sport*, 6-8 déc., Palais de l'U.N.E.S.C.O., Paris (France).

Dabonneville, M., Gouinaud, C., Kaufmann, P., Laurençot, P., Mesnard, E., Meignan, F., de Saint Remy, N., Toussaint, J. & Vaslin, P. (2001) Un Exemple de pluridisciplinarité en E.E.A. : Réalisation d'un fauteuil roulant ergomètre autonome. *Actes du Colloque sur l'Enseignement des Technologies et des Sciences de l'Information et des Systèmes (CETISIS)*, 29-30 oct, Clermont-Ferrand (France), p. 117-120.

Dabonneville, M. Vaslin Ph., Kauffmann Ph., de Saint Rémy N., Couétard Y. & Cid M. (2004) A self-contained wireless wheelchair ergometer designed for biomechanical measures in real life conditions. *III<sup>th</sup> Congress Restoration of (wheeled) mobility in spinal cord injury rehabilitation: state of the art III*, 19-21 April, Vrije Universiteit, Amsterdam (The Netherlands).

Dallmeijer, A.J., van der Woude, L.H., Hollander, A.P. & van As, H.H. (1999) Physical performance during rehabilitation in persons with spinal cord injuries. *Med.Sci.Sports Exerc.* **31**, 1330-1335.

Dauvergne F. (1996) Analyse dynamique du déplacement en fauteuil roulant. *Mémoire de D.E.A. S.T.A.P.S.*, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II, 50 p.

Dauvergne F., Vaslin Ph. & Dabonneville M. (1996) Analyse dynamique de la propulsion en fauteuil roulant. *Giornate Internazionali di Studio sull'Attiva Fisica e Sporta Adatta ai Disabili (A.P.A.): "Handicap e Sport", Non Importa Quale, Scienze dello Sport ed Integrazione*, 3-4 may, Torino (Italy).

de Groot, S., van der Woude, L.H. & Veeger, D.J. (2001) Effect of tangential force direction on gross mechanical efficiency in wheelchair propulsion., *Proc. XVIII<sup>th</sup> Congress of the International Society of Biomechanics*, ETH, 8-13 July, Zürich (Switzerland).

de Groot, S., Veeger, H.E., Hollander, A.P. & van der Woude, L.H. (2002a) Consequence of feedback-based learning of an effective hand rim wheelchair force production on mechanical efficiency. *Clin.Biomech.(Bristol., Avon.)* **17**, 219-226.

de Groot, S., Veeger, D.H., Hollander, A.P. & van der Woude, L.H. (2002b) Wheelchair propulsion technique and mechanical efficiency after 3 wk of practice. *Med.Sci.Sports Exerc.* **34**, 756-766.

de Groot, S., Veeger, H.E., Hollander, A.P. & van der Woude, L.H. (2003) Short-term adaptations in co-ordination during the initial phase of learning manual wheelchair propulsion. *Journal of Electromyography and Kinesiology* 217-228.

de Saint Remy, N. (2000) Mesure des paramètres mécaniques de la propulsion en fauteuil roulant. *Mémoire de D.E.A. "Motricité Humaine et Handicap"*, Université Jean Monnet, Saint-Etienne. 30 p.

de Saint Remy, N., Vaslin, P., Dabonneville, M., Couetard, Y. & Cid, M. (2001a) Maximal Isometric strength measured on the handrim of a new wheel dynamometer. *Proc. XVIII<sup>th</sup> Congress of the International Society of Biomechanics*, ETH, 8-13 July, Zürich (Switzerland), p. 104-105.

de Saint Remy, N., Vaslin, P. & Dabonneville, M. (2001b) Influence of the total mass and its distribution on wheelchair's resulting deceleration. *Proc. XVIII<sup>th</sup> Congress of the International Society of Biomechanics*, ETH, 8-13 July, Zürich (Switzerland), p. 104.

de Saint Remy, N., Vaslin, P., Dabonneville, M., Martel, L. & Gavand, A. (2003a) Dynamique de la locomotion en fauteuil roulant manuel : influences de la masse totale et de sa répartition antéropostérieure sur la résultante des forces de freinage. *Science & Sports* **18**, 141-149.

de Saint Remy N., Vaslin Ph., Dabonneville M., Roux D., Hou K.M. & Cid M. (2003b) Can the distance run by a wheelchair be calculated from the measurements of a 3-D accelerometer? *XXVIII<sup>ème</sup> Congrès de la Société de Biomécanique*, 11-12 sept., Poitiers (France).

de Saint Rémy N., Vaslin Ph., Dabonneville M., Kauffmann Ph. & Cid M. (2005) A method for computing the actual trajectory followed by a manual wheelchair during real life propulsion. *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, **suppl.1**, 59-60.

Devillard, X., Calmels, P., Sauvignet, B., belli, A., Denis, C., Simard, C. & Gautheron, V. (2001) Validation of a new ergometer adapted to all types of manual wheelchair. *Eur.J.Appl.Physiol* **85**, 479-485.

DiGiovine, C.P., Cooper, R.A., DiGiovine, M.M., Boninger, M.L. & Robertson, R.N. (2000) Frequency analysis of kinematics of racing wheelchair propulsion. *IEEE Trans.Rehabil.Eng* **8**, 385-393.

DiGiovine, C.P., Cooper, R.A. & Boninger, M.L. (2001) Dynamic calibration of a wheelchair dynamometer. *J.Rehabil.Res.Dev.* **38**, 41-55.

Dreisinger, T.E. & Londeree, B.R. (1982) Wheelchair exercise: a review. *Paraplegia* **20**, 20-34.

Dubois, J., Junqua, A. & Lacouture, P. (1994) Mécanique humaine : éléments d'une analyse des gestes sportifs en deux dimensions. *Activités Physiques et Sports, éditions Revue E.P.S.*, Paris, 222p.

Engel, P. & Hildebrandt, G. (1974) Wheelchair design--technological and physiological aspects. *Proc.R.Soc.Med.* **67**, 409-413.

Faupin, A., Weissland, T., Micallef, J.P. & Campillo, P. (2001) Du fauteuil roulant sur le pivot du basketteur : 9°, 12°, 15°?, *Journée thématique de la société de Biomécanique et de la SOFMER : "Biomécanique appliquée au handicap"*, Lille (France).

Faupin, A., Campillo, P., Weissland, T. & Micallef, J.P. (2002) Effet de l'inclinaison latérale des roues du fauteuil roulant sur la vitesse linéaire et sur la vitesse de pivot du basketteur. *Cinésiologie* 4-6.

Faupin, A., Campillo, P., Thevenon, A., Gorce, P., Bouilland, S. & Rémy-Néris, O. (2004a) The effects of rear-wheel camber on the mechanical parameters produced during the wheelchair sprinting of handibasketball athletes. *J.Rehabil.Res.Dev.* **41**, 421-8.

Faupin, A., Campillo, P., Weissland, T., Gorce, P. & Thevenon, A. (2004b) Analyse cinématique et électromyographique de la propulsion en fauteuil roulant à manivelles selon différents braquets. *III<sup>ème</sup> conférence Handicap 2004, pour l'essor des technologies d'assistance*, Versailles, France.

Faupin, A., Campillo, P., Bouilland, S., Thevenon, A., Gorce, P. & Rémy-Néris, O. (2004c) The effect of backrest adjustments on kinetic parameters produced during handcycling sprinting. *III<sup>th</sup> Congress Restoration of (wheeled) mobility in spinal cord injury rehabilitation: state of the art III*, 19-21 April, Vrije Universiteit, Amsterdam (The Netherlands).

Ferrarin, M., Andreoni, G. & Pedotti, A. (2000) Comparative biomechanical evaluation of different wheelchair seat cushions. *J.Rehabil.Res.Dev.* **37**, 315-324.

Finley, M.A., Rodgers, M.M., Rasch, E.K., McQuade, K.J. & Keyser, R.E. (2002) Reliability of biomechanical variables during wheelchair ergometry testing. *J.Rehabil.Res.Dev.* **39**, 73-81.

Finley, M.A., Rasch, E.K., Keyser, R.E. & Rodgers, M.M. (2004) The biomechanics of wheelchair propulsion in individuals with and without upper-limb impairment. *J.Rehabil.Res.Dev.* **41**, 385-394.

Frank, T.G. & Abel, E.W. (1988) A technique for the accurate measurement of low values of rolling resistance. *Proc Instn Mech Engrs* **202**, 251-255.

Frank, T.G. & Abel, E.W. (1989) Measurement of the turning, rolling and obstacle resistance of wheelchair castor wheels. *J.Biomed.Eng* **11**, 462-466.

- Gass, G.C. & Camp, E.M. (1979) Physiological characteristics of trained Australian paraplegic and tetraplegic subjects. *Med.Sci.Sports* **11**, 256-259.
- Gass, G.C., Camp, E.M., Davis, H.A., Eager, D. & Grout, L. (1981) The effects of prolonged exercise on spinally injured subjects. *Med.Sci.Sports Exerc.* **13**, 277-283.
- Gass, G.C. & Camp, E.M. (1984) The maximum physiological responses during incremental wheelchair and arm cranking exercise in male paraplegics. *Med.Sci.Sports Exerc.* **16**, 355-359.
- Gilsdorf, P., Patterson, R., Fisher, S. & Appel, N. (1990) Sitting forces and wheelchair mechanics. *J.Rehabil.Res.Dev.* **27**, 239-246.
- Glaser, R.M., Foley, D.M., Laubach, L.L., Sawka, M.N. & Suryaprasad, A.G. (1979a) An exercise test to evaluate fitness for wheelchair activity. *Paraplegia* **16**, 341-349.
- Glaser, R.M., Sawka, M.N., Laubach, L.L. & Suryaprasad, A.G. (1979b) Metabolic and cardiopulmonary responses to wheelchair and bicycle ergometry. *J.Appl.Physiol* **46**, 1066-1070.
- Glaser, R.M., Sawka, M.N., Brune, M.F. & Wilde, S.W. (1980a) Physiological responses to maximal effort wheelchair and arm crank ergometry. *J.Appl.Physiol* **48**, 1060-1064.
- Glaser, R.M., Sawka, M.N., Young, R.E. & Suryaprasad, A.G. (1980b) Applied physiology for wheelchair design. *J.Appl.Physiol* **48**, 41-44.
- Goosey, V.L., Campbell, I.G. & Fowler, N.E. (1998) The relationship between three-dimensional wheelchair propulsion techniques and pushing economy. *J.Appl.Biomech.* **14**, 412-427.
- Goosey-Tolfrey, V.L., Fowler, N.E., Campbell, I.G. & Iwnicki, S.D. (2001) A kinetic analysis of trained wheelchair racers during two speeds of propulsion. *Med.Eng Phys.* **23**, 259-266.
- Goosey-Tolfrey, V.L. & Kirk, J.H. (2003) Effect of push frequency and strategy variations on economy and perceived exertion during wheelchair propulsion. *Eur.J.Appl.Physiol.* **90**, 154-158.
- Grossetête, C. & Olive, P. (1998) Mécanique des systèmes et du solide. *Editions Ellipses marketing*, Paris, 312p.
- Guo, L.Y., Su, F.C., Wu, H.W. & An, K.N. (2003a) Mechanical energy and power flow of the upper extremity in manual wheelchair propulsion. *Clin.Biomech.(Bristol, Avon.)* **18**, 106-114.
- Guo, L.Y., Zhao, K.D., Su, F.C. & An, K.N. (2003b) Moment generation in wheelchair propulsion. *Proc Instn Mech Engrs* **217**, 405-413.
- Hadj Yahmed, M. & Charpentier, P. (1989) Evaluation de l'aptitude physique des athlètes handicapés physiques français de haut niveau. *Cinésiologie* **28**, 328-334.
- Hemingway, A., Bors, E. & Hobby, R.P. (1958) An investigation of the pulmonary function of paraplegics. *J.Clinical.Ivestigation.* **37**, 773-782.

Hilbers, P.A. & White, T.P. (1987) Effects of wheelchair design on metabolic and heart rate responses during propulsion by persons with paraplegia. *Phys.Ther.* **67**, 1355-1358.

Hildebrandt, G., Voight, E.D., Bahn, D., Berendes, B. & Kroger, J. (1970) Energy costs of propelling wheelchair at various speeds: cardiac response and effect on steering accuracy. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **51**, 131-136.

Hintzy-Cloutier, F., tordi, N., Rouillon, J.D. & belli, A. (2002) The influence of within-cycle pattern characteristics on mechanical parameters developed during wheelchair sprinting? *Science & Sports* **17**, 128-131.

Hintzy, F. & tordi, N. (2004) Mechanical efficiency during handrim wheelchair propulsion: effects of base-line subtraction and power output. *Clin.Biomech.(Bristol, Avon.)* **19**, 343-349.

Hoffman, M.D., Millet, G.Y., Hoch, A.Z. & Candau, R.B. (2003) Assessment of wheelchair drag resistance using a coasting deceleration technique. *Am.J.Phys.Med.Rehabil.* **82**, 880-889.

Hughes, C.J., Weimar, W.H., Sheth, P.N. & Brubaker, C.E. (1992) Biomechanics of wheelchair propulsion as a function of seat position and user-to-chair interface. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **73**, 263-269.

Hüllemann, K.D., List, M., Matthes, D., Wiese, G. & Zika, D. (1975) Spirometric and telemetric investigations during the XXI international Stoke Mandeville Games 1972 in Heidelberg. *Paraplegia* **13**, 109-123.

Hutzler, Y. (1993) Physical performance of elite wheelchair basketball players in armcranking ergometry and in selected wheeling tasks. *Paraplegia* **31**, 255-261.

Jaeger-Denavit, O., Fouillot, J.P., Baggio, L., Duvallet, A., Rieu, M., Colbeau-Justin, P., Tsouderos, Y., Bedoiseau, M. & Pannier, S. (1980) Application du monitoring ambulatoire de la fréquence cardiaque à la surveillance de l'activité physique des paraplégiques. *Annales de médecine Physique* **23**, 561-568.

Janssen, T.W., van Oers, C.A., Hollander, A.P., Veeger, H.E. & van der Woude, L.H. (1993) Isometric strength, sprint power, and aerobic power in individuals with a spinal cord injury. *Med.Sci.Sports Exerc.* **25**, 863-870.

Janssen, T.W., van Oers, C.A., Rozendaal, E.P., Willemsen, E.M., Hollander, A.P. & van der Woude, L.H. (1996) Changes in physical strain and physical capacity in men with spinal cord injuries. *Med.Sci.Sports Exerc.* **28**, 551-559.

Janssen, T.W., Dallmeijer, A.J., Veeger, D.J. & van der Woude, L.H. (2002) Normative values and determinants of physical capacity in individuals with spinal cord injury. *J.Rehabil.Res.Dev.* **39**, 29-39.

Jarvis, S. & Rolfe, H. (1982) The use of an inertial dynamometer to explore the design of children's wheelchairs. *Scand.J.Rehabil.Med.* **14**, 167-176.

Kerk, J.K., Clifford, P.S., Snyder, A.C., Prieto, T.E., O'Hagan, K.P., Schot, P.K., Myklebust, J.B. & Myklebust, B.M. (1995) Effect of an abdominal binder during wheelchair exercise. *Med.Sci.Sports Exerc.* **27**, 913-919.

Khelia, I. (2003) Etude biomécanique de la propulsion du fauteuil roulant manuel par les personnes âgées souffrant ou non de douleurs d'épaules. *Thèse d'Université*, Ecole Nationale Supérieure d'Arts & Métiers, Centre de Châlons en Champagne.

Kilkens, O.J., Post, M.W., van der Woude, L.H., Dallmeijer, A.J. & van den Heuvel, W.J. (2002) The wheelchair circuit: reliability of a test to assess mobility in persons with spinal cord injuries. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **83**, 1783-1788.

Kirby, R.L., Swuste, J., Dupuis, D.J., MacLeod, D.A. & Monroe, R. (2002) The Wheelchair Skills Test: a pilot study of a new outcome measure. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **83**, 10-18.

Knechtle, B., Hardegger, K., Muller, G., Odermatt, P., Eser, P. & Knecht, H. (2003) Evaluation of sprint exercise testing protocols in wheelchair athletes. *Spinal Cord.* **41**, 182-186.

Koontz, A.M., Cooper, R.A. & Boninger, M.L. (2001) An autoregressive modeling approach to analyzing wheelchair propulsion forces. *Med.Eng Phys.* **23**, 285-291.

Koontz, A.M., Cooper, R.A., Boninger, M.L., Souza, A.L. & Fay, B.T. (2004) Scapular range of motion in a quasi-wheelchair push. *Int.J.Industrial.Ergonomics* **33**, 237-248.

Kulig, K., Rao, S.S., Mulroy, S.J., Newsam, C.J., Gronley, J.K., Bontrager, E.L. & Perry, J. (1998) Shoulder joint kinetics during the push phase of wheelchair propulsion. *Clin.Orthop.* 132-143.

Kulig, K., Newsam, C.J., Mulroy, S.J., Rao, S.S., Gronley, J.K., Bontrager, E.L. & Perry, J. (2001) The effect of level of spinal cord injury on shoulder joint kinetics during manual wheelchair propulsion. *Clin.Biomech.(Bristol., Avon.)* **16**, 744-751.

Ladin, Z. and Wu, G. (1991) Combining position and acceleration measurements for joint force estimation. *J.Biomech.* **24**, 1173-1187.

Langbein, W.E., Robinson, C.J., Kynast, L. & Fehr, L. (1993) Calibration of a new wheelchair ergometer: the wheelchair aerobic fitness trainer. *IEEE Trans.Rehabil.* **1**, 49-58.

Langbein, W.E., Maki, K.C., Edwards, L.C., Hwang, M.H., Sibley, P. & Fehr, L. (1994) Initial clinical evaluation of a wheelchair ergometer for diagnostic exercise testing: a technical note. *J.Rehabil.Res.Dev.* **31**, 317-325.

Larsson, E.L., Aaro, S., Normelli, H. & Oberg, B. (2002) Weight distribution in the sitting position in patients with paralytic scoliosis: pre-and postoperative evaluation. *Eur.Spine J.* **11**, 94-99.

Lemaire, E.D., Lamontagne, M., Barclay, H.W., John, T. & Martel, G. (1991) A technique for the determination of center of gravity and rolling resistance for tilt-seat wheelchairs. *J.Rehabil.Res.Dev.* **28**, 51-58.

Lonsdorfer, J., Tordi, N., Essanaï, M., Prédine, E., Klupzinski, D. & Calmels, P.P. (2001) Utilisation d'un programme d'entraînement personnalisé en créneaux (PEP'C) pour la réadaptation à l'exercice du sujet paraplégique. *Science & Sports* **16**, 42-44.

- Majaess, G.G., Kirby, R.L., Ackroyd-Stolarz, S.A. & Charlebois, P.B. (1993) Influence of seat position on the static and dynamic forward and rear stability of occupied wheelchairs. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **74**, 977-982.
- Malone, L.A., Gervais, P.L., Burnham, R.S., Chan, M., Miller, L. & Steadward, R.D. (1998) An assesement of wrist splint and glove use on wheeling kinematics. *Clin.Biomech.(Bristol, Avon.)* **13**, 234-236.
- Martin, X., Casse, G. & Bougenot, M.P. (2000) Evolution des paramètres de résistance au roulement et résistance aérodynamique mesurés chez des personnes en fauteuil roulant selon différentes positions. *XX<sup>ème</sup> Congrès de la Société Française de Médecine du Sport*, 6-8 déc., Palais de l'U.N.E.S.C.O., Paris (France).
- Martin, X., Tordi, N., Bougenot, M.P. & Rouillon, J.D. (2002) Analyse critique des matériels et des méthodes d'évaluation de l'aptitude physique chez le blessé médullaire en fauteuil roulant. *Science & Sports* **17**, 209-219.
- Masse, L.C., Lamontagne, M. & O'Riain, M.D. (1992) Biomechanical analysis of wheelchair propulsion for various seating positions. *J.Rehabil.Res.Dev.* **29**, 12-28.
- Miles, D.S., Sawka, M.N., Wilde, S.W., Durbin, R.J., Gotshall, R.W. & Glaser, R.M. (1982) Pulmonary function changes in wheelchair athletes subsequent to exercise training. *Ergonomics* **25**, 239-246.
- Mormiche, P. (2000) Le handicap se conjugue au pluriel. *Insee Premiere*, **742**, 4p.
- Moss, A.D., Fowler, N.E. & Tolfrey, V.L. (2003) A telemetry-based velocometer to measure wheelchair velocity. *J.Biomech.* **36**, 253-257.
- Moss, A.D., Fowler, N.E. & Tolfrey, V.L. (2005) The intra-push velocity profile of the over-ground racing wheelchair sprint start. *J.Biomech.* **38**, 253-257.
- Mulroy, S.J., Gronley, J.K., Newsam, C.J. & Perry, J. (1996) Electromyographic activity of shoulder muscles during wheelchair propulsion by paraplegic persons. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **77**, 187-193.
- Newsam, C.J., Mulroy, S.J., Gronley, J.K., Bontrager, E.L. & Perry, J. (1996) Temporal-spatial characteristics of wheelchair propulsion. Effects of level of spinal cord injury, terrain, and propulsion rate. *Am.J.Phys.Med.Rehabil.* **75**, 292-299.
- Niesing, R., Eijsskoot, F., Kranse, R., den Ouden, A.H., Storm, J., Veeger, H.E., van der Woude, L.H. & Snijders, C.J. (1990) Computer-controlled wheelchair ergometer. *Med.Biol.Eng Comput.* **28**, 329-338.
- O'Connell, D.G., Russell, B., Acosta, F.A., Queen, C.J., Crowley, M.K. & Walsh, N. (2000) Wheelchair coasting downhill is a reliable work task. *Work* **15**, 15-19.
- Okawa, H., Tajima, F., Makino, K., Kawazu, T., Mizushima, T., Monji, K. & Ogata, H. (1999) Kinetic factors determining wheelchair propulsion in marathon racers with paraplegia. *Spinal Cord.* **37**, 542-547.



Parent, F., Dansereau, J., Lacoste, M. & Aissaoui, R. (2000) Evaluation of the new flexible contour backrest for wheelchairs. *J.Rehabil.Res.Dev.* **37**, 325-333.

Parziale, J.R. (1991) Standard v lightweight wheelchair propulsion in spinal cord injured patients. *Am.J.Phys.Med.Rehabil.* **70**, 76-80.

Patterson, P. & Draper, S. (1997) Selected comparisons between experienced and non-experienced individuals during manual wheelchair propulsion. *Biomed.Sci.Instrum.* **33**, 477-481.

Pitetti, K.H., Snell, P.G. & Stray-Gundersen, J. (1987) Maximal response of wheelchair-confined subjects to four types of arm exercise. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **68**, 10-13.

Pradon, D. & Cheze, L. (2001) Modélisation du membre supérieur et du dos lors de la propulsion en fauteuil roulant manuel : Etude cinématique. *Journée thématique de la société de Biomécanique et de la SOFMER : "Biomécanique appliquée au handicap"*, Lille (France).

Pradon, D. & Cheze, L. (2004a) Utilisation d'un modèle 3D du membre supérieur et du dos pour l'analyse des réglages du fauteuil roulant manuel., *III<sup>ème</sup> conférence Handicap 2004, pour l'essor des technologies d'assistance*, Versailles, France.

Pradon, D. & Cheze, L. (2004b) The influence of seat modifications on the manual wheelchair propulsion: kinematic analysis using a postural ergometer. *III<sup>th</sup> Congress Restoration of (wheeled) mobility in spinal cord injury rehabilitation: state of the art III*, 19-21 April, Vrije Universiteit, Amsterdam (The Netherlands).

Pradon, D. & Cheze, L. (2005) Utilisation d'un modèle 3D du membre supérieur et du dos pour l'analyse des réglages du fauteuil roulant manuel., *Journée thématique "Biomécanique du Mouvement et Handicap Moteur"*, 11 mai, Lyon (France).

Price, M.J. & Campbell, I.G. (1999) Thermoregulatory and physiological responses of wheelchair athletes to prolonged arm crank and wheelchair exercise. *Int.J.Sports Med.* **20**, 457-463.

Rao, S.S., Bontrager, E.L., Gronley, J.K., Newsam, C.J. & Perry, J. (1996) Three-dimensional kinematics of wheelchair propulsion. *IEEE Trans.Rehabil.Eng* **4**, 152-160.

Robertson, R.N., Boninger, M.L., Cooper, R.A. & Shimada, S.D. (1996) Pushrim forces and joint kinetics during wheelchair propulsion. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **77**, 856-864.

Rodgers, M.M., Gayle, G.W., Figoni, S.F., Kobayashi, M., Lieh, J. & Glaser, R.M. (1994) Biomechanics of wheelchair propulsion during fatigue. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **75**, 85-93.

Rodgers, M.M., Tummarakota, S. & Lieh, J. (1998) Three-Dimensional Dynamic Analysis of Wheelchair Propulsion. *J.Appl.Biomech.* **14**, 80-92.

Rodgers, M.M., Keyser, R.E., Gardner, E.R., Russell, P.J. & Gorman, P.H. (2000) Influence of trunk flexion on biomechanics of wheelchair propulsion. *J.Rehabil.Res.Dev.* **37**, 283-295.

Rodgers, M.M., McQuade, K.J., Rasch, E.K., Keyser, R.E. & Finley, M.A. (2003) Upper-limb fatigue-related joint power shifts in experienced wheelchair users and nonwheelchair users. *J.Rehabil.Res.Dev.* **40**, 27-38.

Roques, C.F. (1997) Histoire de fauteuil roulant. In *Le fauteuil roulant* (Edited by Pelissier, J., Jacquot, J.M. & Bernard, P.L.) P. 1-7. Paris.

Rozendaal, L.A. & Veeger, D.E. (2000) Force direction in manual wheel chair propulsion: balance between effect and cost. *Clin.Biomech.(Bristol., Avon.)* **15 Suppl 1**, S39-S41.

Rozendaal, L.A., Veeger, H.E. & van der Woude, L.H. (2003) The push force pattern in manual wheelchair propulsion as a balance between cost and effect. *J.Biomech.* **36**, 239-247.

Ruggles, D.L., Cahalan, T. & An, K.N. (1994) Biomechanics of wheelchair propulsion by able-bodied subjects. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **75**, 540-544.

Sabick, M.B., Zhao, K.D. & An, K.N. (2001) A comparison of methods to compute the point of force application in handrim wheelchair propulsion: a technical note. *J.Rehabil.Res.Dev.* **38**, 57-68.

Samuelsson, K., Larsson, H. & Tropp, H. (1989) A wheelchair ergometer with a device for isokinetic torque measurement. *Scand.J.Rehabil.Med.* **21**, 205-208.

Samuelsson, K.A., Larsson, H. & Tropp, H.T. (1991) Power output and propulsion technique in wheelchair driving. *Int.J.Rehabil.Res.* **14**, 76-81.

Sanderson, D.J. & Sommer, H.J. (1985) Kinematic features of wheelchair propulsion. *J.Biomech.* **18**, 423-429.

Sauret C. (2004) Analyse cinématique 2D de la propulsion manuelle en fauteuil roulant en ligne droite sur le plat. Etude des interactions des mouvements du sujet sur le déplacement du fauteuil. Mémoire de Master "Exercice, Sport, Santé, Handicap", Université Jean Monnet, Saint-Etienne, 36 p.

Sauret C., Vaslin, P., Dabonneville, M. & Cid, M. (2005) Conséquences de la modélisation du tronc et des mouvements du sujet sur la résultante des forces de freinage lors de la propulsion en fauteuil roulant manuel. *Journée thématique "Biomécanique du Mouvement et Handicap Moteur"*, 11 mai, Lyon (France).

Sawka, M.N., Glaser, R.M., Wilde, S.W. & von Lührte, T.C. (1980) Metabolic and circulatory responses to wheelchair and arm crank exercise. *J.Appl.Physiol* **49**, 784-788.

Schantz, P., Bjorkman, P., Sandberg, M. & Andersson, E. (1999) Movement and muscle activity pattern in wheelchair ambulation by persons with para-and tetraplegia. *Scand.J.Rehabil.Med.* **31**, 67-76.

Sedlock, D.A., Knowlton, R.G. & Fitzgerald, P.I. (1988) The effects of arm crank training on the physiological responses to submaximal wheelchair ergometry. *Eur.J.Appl.Physiol Occup.Physiol* **57**, 55-59.

Shields, R.K. & Cook, T.M. (1988) Effect of seat angle and lumbar support on seated buttock pressure. *Phys.Ther.* **68**, 1682-1686.

Shimada, S.D., Robertson, R.N., Bonninger, M.L. & Cooper, R.A. (1998) Kinematic characterization of wheelchair propulsion. *J.Rehabil.Res.Dev.* **35**, 210-218.

- Strauss, M.G., Maloney, J., Ngo, F. & Phillips, M. (1991) Measurement of the dynamic forces during manual wheelchair propulsion., *Proceedings of the 15th Annual Meeting of the American Society of Biomechanics*.
- Theisen, D., Francaux, M., Fayt, A. & Sturbois, X. (1996) A new procedure to determine external power output during handrim wheelchair propulsion on a roller ergometer: a reliability study. *Int.J.Sports Med.* **17**, 564-571.
- Tordi, N., Bougenot, M.P., Perrey, S., Rouillon, J.D. & Belli, A. (1999) Variation du cycle de propulsion en fonction de la vitesse et des résistances au déplacement en fauteuil roulant., *Actes du VIII<sup>ème</sup> Congrès de l'ACAPS*, Macolin (Suisse).
- Tropp, H., Samuelsson, K. & Jorfeldt, L. (1997) Power output for wheelchair driving on a treadmill compared with arm crank ergometry. *Br.J.Sports Med.* **31**, 41-44.
- Tupling, S.J., Davis, G.M., Pierrynowski, M.R. & Shephard, R.J. (1986) Arm strength and impulse generation: initiation of wheelchair movement by the physically disabled. *Ergonomics* **29**, 303-311.
- van der Helm, F.C. & Veeger, H.E. (1996) Quasi-static analysis of muscle forces in the shoulder mechanism during wheelchair propulsion. *J.Biomech.* **29**, 39-52.
- van der Woude, L.H., de Groot, G., Hollander, A.P., Ingen Schenau, G.J. & Rozendal, R.H. (1986) Wheelchair ergonomics and physiological testing of prototypes. *Ergonomics* **29**, 1561-1573.
- van der Woude, L.H., Hendrich, K.M., Veeger, H.E., Ingen Schenau, G.J., Rozendal, R.H., de Groot, G. & Hollander, A.P. (1988a) Manual wheelchair propulsion: effects of power output on physiology and technique. *Med.Sci.Sports Exerc.* **20**, 70-78.
- van der Woude, L.H., Veeger, H.E., Rozendal, R.H., Ingen Schenau, G.J., Rooth, F. & van Nierop, P. (1988b) Wheelchair racing: effects of rim diameter and speed on physiology and technique. *Med.Sci.Sports Exerc.* **20**, 492-500.
- van der Woude, L.H., Veeger, H.E., Rozendal, R.H. & Sargeant, A.J. (1989a) Optimum cycle frequencies in hand-rim wheelchair propulsion. Wheelchair propulsion technique. *Eur.J.Appl.Physiol Occup.Physiol* **58**, 625-632.
- van der Woude, L.H., Veeger, D.J., Rozendal, R.H. & Sargeant, T.J. (1989b) Seat height in handrim wheelchair propulsion. *J.Rehabil.Res.Dev.* **26**, 31-50.
- van der Woude, L.H., Veeger, H.E. & Rozendal, R.H. (1989c) Propulsion technique in hand rim wheelchair ambulation. *J.Med.Eng Technol.* **13**, 136-141.
- van der Woude, L.H., van Kranen, E., Ariens, G., Rozendal, R.H. & Veeger, H.E. (1995) Physical strain and mechanical efficiency in hubcrank and handrim wheelchair propulsion. *J.Med.Eng Technol.* **19**, 123-131.
- van der Woude, L.H., Bakker, W.H., Elkhuisen, J.W., Veeger, H.E. & Gwinn, T. (1997) Anaerobic work capacity in elite wheelchair athletes. *Am.J.Phys.Med.Rehabil.* **76**, 355-365.

van der Woude, L.H., Bakker, W.H., Elkhuisen, J.W., Veeger, H.E. & Gwinn, T. (1998) Propulsion technique and anaerobic work capacity in elite wheelchair athletes: cross-sectional analysis. *Am.J.Phys.Med.Rehabil.* **77**, 222-234.

van der Woude, L.H., van Croonenborg, J.J., Wolff, I., Dallmeijer, A.J. & Hollander, A.P. (1999) Physical work capacity after 7 wk of wheelchair training: effect of intensity in able-bodied subjects. *Med.Sci.Sports Exerc.* **31**, 331-341.

van der Woude, L.H., Veeger, H.E., Dallmeijer, A.J., Janssen, T.W. & Rozendaal, L.A. (2001) Biomechanics and physiology in active manual wheelchair propulsion. *Med.Eng Phys.* **23**, 713-733.

van der Woude, L.H., Formanoy, M. & de Groot, S. (2003) Hand rim configuration: effects on physical strain and technique in unimpaired subjects? *Med.Eng.Phys.* **25**, 765-774.

Vanderthommen, M., Francaux, M., Colinet, C., Lehance, C., Lhermerout, C., Crielaard, J.M. & Theisen, D. (2002) A multistage field test of wheelchair users for evaluation of fitness and prediction of peak oxygen consumption. *J.Rehabil.Res.Dev.* **39**, 685-692.

van Drongelen, S., van der Woude, L.H., Janssen, T.W., Angenot, E.L., Chadwick, E.K. & Veeger, D.J., (2005) Mechanical load on the upper extremity during wheelchair activities. *Arch.Phys.Med.Rehabil.* **86**, 1214-20.

Vanlandewijck, Y.C., Spaepen, A.J. & Lysens, R.J. (1994) Wheelchair propulsion efficiency: movement pattern adaptations to speed changes. *Med.Sci.Sports Exerc.* **26**, 1373-1381.

Vanlandewijck, Y.C., Daly, D.J. & Theisen, D.M. (1999) Field test evaluation of aerobic, anaerobic, and wheelchair basketball skill performances. *Int.J.Sports Med.* **20**, 548-554.

Vaslin, P. (1993a). *Thèse de Doctorat d'Université*, Faculté des Sciences du Sport et de l'Education Physique, Université de Bordeaux II, 352p.

Vaslin, P., Couetard, Y. & Cid, M. (1993b). Three-Dimensional dynamic analysis of the pole vault. *Proc. XIV<sup>th</sup> Congress of the International Society of Biomechanics*, July, Paris (France), p. 1402-3.

Vaslin, P., Dabonneville, M., Cid, M. & Couetard, Y. (1998) Comparison of angular momenta measured by a wheel dynamometer and a force-plate at start in wheelchair propulsion. *XXIII<sup>ème</sup> Congrès de la Société de Biomécanique*, 17-18 sept., Lyon (France).

Vaslin, P., de Saint Remy, N. & Dabonneville, M. (2000a) Estimation of power output in wheelchair propulsion with a 3D accelerometer. *Proc. XIII<sup>th</sup> Conference of the European Society of Biomechanics*, 28-30 Aug., Dublin (Ireland), p. 78.

Vaslin, P. & Dabonneville, M. (2000b) Use of a 3D accelerometer for kinetic analysis of wheelchair propulsion. *Proc. XII<sup>th</sup> Conference of the European Society of Biomechanics*, 28-30 Aug., Dublin (Ireland), p. 345.

Vaslin, P., Dabonneville, M. & de Saint Remy, N. (2000c) Determination of mechanical work with a wireless self-contained wheelchair ergometer. *XX<sup>ème</sup> Congrès de la Société Française de Médecine du Sport*, 6-8 déc., Palais de l'U.N.E.S.C.O., Paris (France).

- Veeger, H.E., Rozendal, R.H. & van der Woude, L.H. (1991) Within-cycle characteristics of the wheelchair push in sprinting on a wheelchair ergometer. *Med.Sci.Sports Exerc.* **23**, 1201-9.
- Veeger, H.E., Lute, E.M., Roeleveld, K. & van der Woude, L.H. (1992a) Differences in performance between trained and untrained subjects during a 30-s sprint test in a wheelchair ergometer. *Eur.J.Appl.Physiol Occup.Physiol* **64**, 158-164.
- Veeger, H.E., van der Woude, L.H. & Rozendal, R.H. (1992b) A computerized wheelchair ergometer. Results of a comparison study. *Scand.J.Rehabil.Med.* **24**, 17-23.
- Veeger, H.E., van der Woude, L.H. & Rozendal, R.H. (1992c) Effect of handrim velocity on mechanical efficiency in wheelchair propulsion. *Med.Sci.Sports Exerc.* **24**, 100-107.
- Veeger, H.E., Rozendaal, L.A. & van der Helm, F.C. (2002) Load on the shoulder in low intensity wheelchair propulsion. *Clin.Biomech.(Bristol., Avon.)* **17**, 211-218.
- Vinet, A., Bernard, P.L., Poulain, M., Varray, A., Le Gallais, D. & Micallef, J.P. (1996) Validation of an incremental field test for the direct assessment of peak oxygen uptake in wheelchair-dependent athletes. *Spinal Cord.* **34**, 288-293.
- Vinet, A., Le Gallais, D., Bernard, P.L., Poulain, M., Varray, A., Mercier, J. & Micallef, J.P. (1997) Aerobic metabolism and cardioventilatory responses in paraplegic athletes during an incremental wheelchair exercise. *Eur.J.Appl.Physiol Occup.Physiol* **76**, 455-461.
- Vinet, A., Bernard, P.L., Ducomps, C., Selchow, O., Le Gallais, D. & Micallef, J.P. (1998) A field deceleration test to assess total wheelchair resistance. *Int.J.Rehabil.Res.* **21**, 397-401.
- Walsh, C.M., Marchiori, G.E. & Steadward, R.D. (1986) Effect of seat position on maximal linear velocity in wheelchair sprinting. *Can.J.Appl.Sport Sci.* **11**, 186-190.
- Wang, Y.T., Beale, D. & Moeizadeh, M. (1996) An electronic device to measure drive and recovery phases during wheelchair propulsion: a technical note. *J.Rehabil.Res.Dev.* **33**, 305-310.
- Wei, S.H., Huang, S.L., Jiang, C.J. & Chiu, J.C. (2003) Wrist kinematic characterization of wheelchair propulsion in various seating position: implication to wrist pain. *Clin.Biomech.(Bristol., Avon.)* **18**, S46-S52.
- Wicks, J.R., Oldridge, N.B., Cameron, B.J. & Jones, N.L. (1983) Arm cranking and wheelchair ergometry in elite spinal cord-injured athletes. *Med.Sci.Sports Exerc.* **15**, 224-231.
- Wu, H.W., Berglund, L.J., Su, F.C., Yu, B., Westreich, A., Kim, K.J. & An, K.N. (1998) An instrumented wheel for kinetic analysis of wheelchair propulsion. *J.Biomech.Eng* **120**, 533-535.

## **Annexe**

*Tableaux des coefficients obtenus lors des étalonnages des dynamomètres six-composantes :*

*Les deux roues dynamométriques et le dynamomètre fixé sous le siège*

Capteur	Coordonnées (en mètres)		
	X	Y	Z
C <sub>1,2</sub>	0,065	-0,02	-0,095
C <sub>3,4</sub>	0,240	-0,02	0
C <sub>5,6</sub>	0,065	-0,02	0,095

**Tableau 13** Coordonnées des positions des trois capteurs bidirectionnels placés sous le siège, exprimées dans  $R_S$ .

Direction du chargement	Points	Coordonnées (en mètres)		
		X	Y	Z
$(Y_S)$	A	0,040	0	0
	B	0,150	0	0
	C	0,030	0	0,120
	D	0,270	0	0,120
	E	0,270	0	-0,120
	F	0,030	0	-0,120
$(Z_S)$	G	0,030	-0,005	-0,150
	H	0,270	-0,005	-0,150
$(X_S)$	I	0	-0,005	-0,120
	J	0	-0,005	0,120

**Tableau 14** Coordonnées des points d'étalonnage du siège, exprimées dans  $R_S$ .

	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>	C <sub>5</sub>	C <sub>6</sub>
F <sub>X</sub>	0,131759	-0,855207	-0,023098	0,047806	0,007147	0,885641
F <sub>Y</sub>	0,988862	0,084618	0,999052	-0,070332	0,999449	0,151472
F <sub>Z</sub>	-0,069224	0,511332	-0,036913	-0,996377	-0,032406	0,438971
M <sub>X</sub>	0,104601	0,006168	-0,001473	0,000458	-0,109560	-0,007029
M <sub>Y</sub>	-0,013184	0,046447	0,009579	0,237425	0,005188	0,061120
M <sub>Z</sub>	0,060041	-0,008448	0,251227	-0,012048	0,059196	0,017868

**Tableau 15** Matrice géométrique,  $[G]_S$ , présentant les résultats de l'étalonnage du siège (Les trois premières lignes sont sans unité et les trois dernières en mètres).

Capteurs	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>	C <sub>5</sub>	C <sub>6</sub>
Sensibilités (N/V/V)	854,232982	953,194610	844,229691	957,278600	839,955858	905,934660

**Tableau 16** Sensibilités des six capteurs du dynamomètre fixé sous le siège.

	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>	C <sub>5</sub>	C <sub>6</sub>
F <sub>X</sub>	112,554476	-815,180978	-19,500218	45,766572	6,003570	802,336101
F <sub>Y</sub>	844,718128	80,659801	843,428946	-67,328237	839,493245	137,218315
F <sub>Z</sub>	-59,133418	487,395051	-31,162892	-953,810593	-27,219332	397,675149
M <sub>X</sub>	89,353277	5,879079	-1,243402	0,438487	-92,025249	-6,367263
M <sub>Y</sub>	-11,262295	44,271624	8,086932	227,282133	4,357596	55,372600
M <sub>Z</sub>	51,289308	-8,052554	212,093616	-11,533286	49,721802	16,187046

**Tableau 17** Matrice de sensibilité complète  $[S]_S$  du siège (Les trois premières lignes sont en N/V/V et les trois dernières en N.m/V/V).

Capteurs	Coordonnées (en mètres)		
	X	Y	Z
C <sub>12</sub>	0	-0,230	0
C <sub>34</sub>	0,199	0,115	0
C <sub>56</sub>	-0,199	0,115	0

**Tableau 18** Coordonnées des positions des trois capteurs bidirectionnels du dynamomètre de la roue droite, exprimées dans  $R_D$ .

Capteurs	Coordonnées (en mètres)		
	X	Y	Z
C <sub>12</sub>	0	-0,230	0
C <sub>34</sub>	-0,199	0,115	0
C <sub>56</sub>	0,199	0,115	0

**Tableau 19** Coordonnées des positions des trois capteurs bidirectionnels du dynamomètre de la roue gauche, exprimées dans  $R_G$ .

Points	Coordonnées (en mètres)		
	X	Y	Z
A	0,129	-0,214	0,047
B	0,249	-0,005	0,047
C	0,121	0,219	0,047
D	-0,121	0,219	0,047
E	-0,249	-0,005	0,047
F	-0,129	-0,214	0,047

**Tableau 20** Coordonnées des points de chargement pour l'étalonnage de la roue droite, exprimées dans  $R_D$ .

Points	Coordonnées (en mètres)		
	X	Y	Z
A	-0,121	0,219	-0,047
B	-0,249	-0,005	-0,047
C	-0,129	-0,214	-0,047
D	0,129	-0,214	-0,047
E	0,249	-0,005	-0,047
F	0,121	0,219	-0,047

**Tableau 21** Coordonnées des points de chargement pour l'étalonnage de la roue gauche, exprimées dans  $R_G$ .



	Points	Composante en $X_D$	Composante en $Y_D$	Composante en $Z_D$
Chargement perpendiculaire au plan de la roue droite	<b>A</b>	0	0	F
	<b>B</b>	0	0	F
	<b>C</b>	0	0	F
	<b>D</b>	0	0	F
	<b>E</b>	0	0	F
	<b>F</b>	0	0	F
Chargement dans le plan de la roue droite	<b>A</b>	0	-F	0
	<b>A</b>	$F.\cos 30^\circ$	$F.\sin 30^\circ$	0
	<b>B</b>	$F.\cos 30^\circ$	$F.\sin 30^\circ$	0
	<b>C</b>	$F.\cos 30^\circ$	$F.\sin 30^\circ$	0
	<b>C</b>	$-F.\cos 60^\circ$	$F.\sin 60^\circ$	0
	<b>D</b>	$-F.\cos 60^\circ$	$F.\sin 60^\circ$	0
	<b>E</b>	$-F.\cos 60^\circ$	$F.\sin 60^\circ$	0
	<b>E</b>	0	-F	0
	<b>F</b>	0	-F	0

**Tableau 22** Composantes du chargement suivant les trois directions du référentiel  $R_D$  en chacun des points d'étalonnage (A, B, C, D, E et F).

	Points	Composante en $X_D$	Composante en $Y_D$	Composante en $Z_D$
Chargement perpendiculaire au plan de la roue gauche	<b>A</b>	0	0	F
	<b>B</b>	0	0	F
	<b>C</b>	0	0	F
	<b>D</b>	0	0	F
	<b>E</b>	0	0	F
	<b>F</b>	0	0	F
Chargement dans le plan de la roue gauche	<b>A</b>	$-F.\cos 30^\circ$	$F.\sin 30^\circ$	0
	<b>A</b>	$F.\cos 30^\circ$	$F.\sin 30^\circ$	0
	<b>B</b>	$-F.\cos 30^\circ$	$F.\sin 30^\circ$	0
	<b>C</b>	$-F.\cos 30^\circ$	$F.\sin 30^\circ$	0
	<b>D</b>	0	-F	0
	<b>E</b>	0	-F	0
	<b>F</b>	$F.\cos 30^\circ$	$F.\sin 30^\circ$	0

**Tableau 23** Composantes du chargement suivant les trois directions du référentiel  $R_G$  en chacun des points d'étalonnage (A, B, C, D, E et F).

	$C_{1D}$	$C_{2D}$	$C_{3D}$	$C_{4D}$	$C_{5D}$	$C_{6D}$
$F_X$	0,013953	-0,995599	-0,034252	0,482453	0,015931	0,494866
$F_Y$	0,064904	-0,003661	-0,004100	-0,875144	-0,016409	0,868969
$F_Z$	0,997794	0,093647	0,999405	0,036901	0,999738	0,000527
$M_X$	-0,234383	-0,000081	0,114917	0,008880	0,115950	-0,004349
$M_Y$	-0,001646	-0,016784	-0,205250	-0,004117	0,200532	0,016803
$M_Z$	-0,006093	-0,228750	0,002372	-0,223290	0,001213	-0,223887

**Tableau 24** Matrice géométrique,  $[G]_D$ , présentant les résultats de l'étalonnage de la roue dynamométrique droite (Les trois premières lignes sont sans unité et les trois dernières en mètres).

	$C_{1G}$	$C_{2G}$	$C_{3G}$	$C_{4G}$	$C_{5G}$	$C_{6G}$
$F_X$	-0,001591	0,999400	-0,006255	-0,667772	-0,002469	-0,540634
$F_Y$	-0,011757	-0,017700	0,022187	-0,744275	0,045636	0,841117
$F_Z$	0,999930	0,029771	0,999734	-0,011588	0,998955	0,015389
$M_X$	-0,229775	-0,013468	0,110194	-0,008726	0,111991	0,008857
$M_Y$	-0,000712	-0,001720	0,207725	0,001592	-0,193778	0,003609
$M_Z$	-0,001037	0,228854	0,002105	0,142357	0,005670	0,212557

**Tableau 25** Matrice géométrique,  $[G]_G$ , présentant les résultats de l'étalonnage de la roue dynamométrique droite (Les trois premières lignes sont sans unité et les trois dernières en mètres).

Capteurs	$C_{1D}$	$C_{2D}$	$C_{3D}$	$C_{4D}$	$C_{5D}$	$C_{6D}$
Sensibilités (N/V/V)	722,912884	784,965781	740,735425	790,148026	728,788549	764,734238

**Tableau 26** Sensibilités des six capteurs de la roue dynamométrique droite.

Capteurs	$C_{1G}$	$C_{2G}$	$C_{3G}$	$C_{4G}$	$C_{5G}$	$C_{6G}$
Sensibilités (N/V/V)	745,828137	778,463435	719,203222	852,322519	727,777242	748,320859

**Tableau 27** Sensibilités des six capteurs de la roue dynamométrique gauche.

	$C_{1D}$	$C_{2D}$	$C_{3D}$	$C_{4D}$	$C_{5D}$	$C_{6D}$
$F_X$	10,086456	-781,510916	-25,371850	381,209099	11,610534	378,441152
$F_Y$	46,920016	-2,873947	-3,037007	-691,493580	-11,958669	664,530351
$F_Z$	721,318108	73,509901	740,294546	29,157412	728,597924	0,402793
$M_X$	-169,438312	-0,063372	85,122733	7,016128	84,503028	-3,325800
$M_Y$	-1,190104	-13,174876	-152,036027	-3,252655	146,145556	12,849961
$M_Z$	-4,404913	-179,561174	1,756904	-176,431929	0,883981	-171,214319

**Tableau 28** Matrice de sensibilité complète  $[S]_D$  de la roue dynamométrique droite (Les trois premières lignes sont en N/V/V et les trois dernières en N.m/V/V).

	$C_{1G}$	$C_{2G}$	$C_{3G}$	$C_{4G}$	$C_{5G}$	$C_{6G}$
$F_X$	-1,186461	777,996378	-4,498316	-569,157478	-1,797130	-404,567470
$F_Y$	-8,768394	-13,778431	15,956797	-634,362582	33,212787	629,425648
$F_Z$	745,775648	23,175643	719,012114	-9,877076	727,016778	11,516280
$M_X$	-171,372305	-10,483999	79,251619	-7,437441	81,504759	6,627709
$M_Y$	-0,531279	-1,338890	149,396588	1,356869	-141,027173	2,700689
$M_Z$	-0,773509	178,154683	1,513676	121,334461	4,126415	159,060777

**Tableau 29** Matrice de sensibilité complète  $[S]_G$  de la roue dynamométrique gauche (Les trois premières lignes sont en N/V/V et les trois dernières en N.m/V/V).

	$C_{1D} (\times 10^{-3})$	$C_{2D} (\times 10^{-3})$	$C_{3D} (\times 10^{-3})$	$C_{4D} (\times 10^{-3})$	$C_{5D} (\times 10^{-3})$	$C_{6D} (\times 10^{-3})$
$b_1$	0,037	-12,412	-2,031	10,793	1,904	2,035
$c_1$	3,160	-2,961	-1,079	-5,619	-1,136	9,220
$b_2$	-0,188	-0,453	0,005	0,204	-0,080	0,201
$c_2$	-0,021	-0,113	-0,110	0,149	-0,006	-0,071
$b_3$	-0,186	-0,177	0,060	-0,291	-0,063	0,367
$c_3$	-0,458	-0,323	-0,029	-0,074	-0,039	0,161
$b_4$	0,029	0,066	0,002	0,169	-0,032	-0,180
$c_4$	-0,142	-0,143	-0,016	-0,052	0,016	0,096
$b_5$	0,102	0,074	-0,032	0,620	-0,003	-0,626
$c_5$	0,109	0,276	-0,016	0,011	0,075	-0,187
$b_6$	-0,016	-0,028	-0,008	0,095	0,033	-0,093
$c_6$	0,033	0,126	-0,005	-0,050	0,046	0,084
$b_7$	-0,110	-0,051	0,019	-0,289	0,027	0,283
$c_7$	-0,159	-0,036	-0,001	-0,240	0,008	0,233
$b_8$	0,008	0,067	0,004	-0,075	0,001	0,054
$c_8$	-0,084	-0,032	0,007	-0,035	0,017	0,017
$b_9$	0,112	0,172	-0,006	0,033	0,023	-0,158
$c_9$	0,036	0,023	-0,009	-0,037	-0,024	0,008
$b_{10}$	0,027	0,003	-0,002	0,029	0,001	0,020
$c_{10}$	0,032	-0,055	-0,009	0,082	-0,012	0,013
$R^2$	<b>0,9989</b>	<b>0,9999</b>	<b>0,9984</b>	<b>0,9999</b>	<b>0,9984</b>	<b>0,9999</b>

**Tableau 30** Coefficients ( $b_i$  et  $c_i$ ) du polynôme de Fourier d'ordre dix des six capteurs de la roue droite permettant d'estimer les signaux des capteurs en fonction de la position angulaire ( $\delta$ ).  $R^2$  est le coefficient de détermination.

	$C_{1G} (\times 10^{-3})$	$C_{2G} (\times 10^{-3})$	$C_{3G} (\times 10^{-3})$	$C_{4G} (\times 10^{-3})$	$C_{5G} (\times 10^{-3})$	$C_{6G} (\times 10^{-3})$
$b_1$	0,296	-14,043	1,976	5,519	-1,861	8,762
$c_1$	2,188	-2,066	-0,618	13,854	-0,954	-11,593
$b_2$	-0,103	-0,203	0,118	0,402	-0,041	-0,442
$c_2$	0,041	-0,474	-0,059	0,767	0,078	-0,194
$b_3$	-0,017	0,198	0,014	-0,085	0,034	-0,006
$c_3$	-0,025	-0,089	0,039	-0,096	0,032	0,233
$b_4$	-0,005	0,072	-0,004	-0,147	0,035	0,047
$c_4$	-0,035	-0,090	0,035	-0,073	-0,003	0,135
$b_5$	-0,004	0,136	-0,019	-0,053	0,006	-0,069
$c_5$	-0,003	0,035	0,002	0,143	-0,008	-0,152
$b_6$	0,009	0,039	0,025	0,053	-0,001	0,013
$c_6$	0,013	0,053	0,025	-0,030	0,016	0,022
$b_7$	0,012	-0,053	0,009	-0,004	-0,011	0,078
$c_7$	0,009	-0,033	0,003	0,076	0,005	-0,039
$b_8$	-0,003	-0,005	0,001	0,042	0,005	-0,026
$c_8$	0,006	-0,031	-0,012	0,047	0,013	-0,002
$b_9$	-0,002	-0,033	0,009	0,020	0,004	-0,003
$c_9$	0,002	-0,021	0,007	0,013	0,012	0,031
$b_{10}$	0,000	-0,028	0,000	0,010	0,003	0,016
$c_{10}$	-0,001	0,008	0,007	-0,013	0,001	0,018
$R^2$	<b>0,9989</b>	<b>0,9999</b>	<b>0,9984</b>	<b>0,9999</b>	<b>0,9984</b>	<b>0,9999</b>

**Tableau 31** Coefficients ( $b_i$  et  $c_i$ ) du polynôme de Fourier d'ordre dix des six capteurs de la roue gauche permettant d'estimer les signaux des capteurs en fonction de la position angulaire ( $\varphi$ ).  $R^2$  est le coefficient de détermination.

	$C_{1G}$	$C_{2G}$	$C_{3G}$	$C_{4G}$	$C_{5G}$	$C_{6G}$
Moyenne	$8,454 \cdot 10^{-10}$	$-0,012 \cdot 10^{-10}$	$4,943 \cdot 10^{-10}$	$5,073 \cdot 10^{-10}$	$3,976 \cdot 10^{-10}$	$0,385 \cdot 10^{-10}$
Ecart type	$5,2442 \cdot 10^{-5}$	$11,4833 \cdot 10^{-5}$	$5,6046 \cdot 10^{-5}$	$11,1694 \cdot 10^{-5}$	$5,9536 \cdot 10^{-5}$	$10,8619 \cdot 10^{-5}$
	$C_{1D}$	$C_{2D}$	$C_{3D}$	$C_{4D}$	$C_{5D}$	$C_{6D}$
Moyenne	$8,454 \cdot 10^{-10}$	$-0,012 \cdot 10^{-10}$	$4,943 \cdot 10^{-10}$	$5,073 \cdot 10^{-10}$	$3,976 \cdot 10^{-10}$	$0,385 \cdot 10^{-10}$
Ecart type	$5,2442 \cdot 10^{-5}$	$11,4833 \cdot 10^{-5}$	$5,6046 \cdot 10^{-5}$	$11,1694 \cdot 10^{-5}$	$5,9536 \cdot 10^{-5}$	$10,8619 \cdot 10^{-5}$

**Tableau 32** Moyennes et écarts types des tests de normalité sur les résidus ( $\varepsilon_j$ ) de chacun des six capteurs des deux roues.

$\dot{\varphi}$	$C_{1G}$	$C_{2G}$	$C_{3G}$	$C_{4G}$	$C_{5G}$	$C_{6G}$
0	-0,04392	-0,03490	0,03005	-0,04771	-0,01876	-0,05877
3,3	-0,04395	-0,03503	0,03005	-0,04782	-0,01871	-0,05871
6,6	-0,04396	-0,03504	0,03014	-0,04783	-0,01865	-0,05884
9,9	-0,04401	-0,03504	0,03015	-0,04794	-0,01860	-0,05871
13,2	-0,04408	-0,03517	0,03025	-0,04804	-0,01861	-0,05868
16,5	-0,04411	-0,03528	0,03036	-0,04810	-0,01853	-0,05864

**Tableau 33** Composantes continues ( $a_j$ ) des signaux électriques calculées pour chaque capteur et chaque vitesse angulaire de la roue dynamométrique gauche.

## Liste des tableaux

<b>Tableau 1</b>	Paramètres biomécaniques de la propulsion en fauteuil roulant.....	18
<b>Tableau 2</b>	Récapitulatif des avantages des quatre types de dispositifs expérimentaux. ....	39
<b>Tableau 3</b>	Caractéristiques dimensionnelles des roues avant et arrière du FRE. ....	69
<b>Tableau 4</b>	Sensibilités des trois axes de l'accéléromètre données par le constructeur (V/g). ....	70
<b>Tableau 5</b>	Détermination des caractéristiques de l'accéléromètre (Offsets et sensibilités) à partir des valeurs minimales et maximales mesurées en statique sur chacun des axes du capteur (Min et Max exprimés en Volts). ....	89
<b>Tableau 6</b>	Caractéristiques des potentiomètres angulaires. ....	91
<b>Tableau 7</b>	Moyennes et écarts types pour chacune des neuf séries de la distance totale parcourue par le système masse-fauteuil (phase de poussée incluse) ; de la déviation latérale mesurée sur l'axe (Oz) du référentiel absolu ; et de la vitesse initiale atteinte par le système à la fin de la poussée.....	116
<b>Tableau 8</b>	Moyennes et écarts types des décélérations et des forces de résistances à l'avancement ( $F_{ra}$ ) obtenues pour l'ensemble des neuf séries de tests. ....	117
<b>Tableau 9</b>	Résultats des deux jeux de coefficient issus des deux types de protocole : complet (neuf séries d'essais) et simplifié (quatre séries d'essais). ....	126
<b>Tableau 10</b>	Résultats des quatre séries d'étalonnage du fauteuil roulant ergomètre sur le sol du stade couvert d'athlétisme ....	128
<b>Tableau 11</b>	Comparaison des distances réelles parcourues par le fauteuil et des distances calculées à partir des mesures de l'accéléromètre et des potentiomètres.....	133
<b>Tableau 12</b>	Paramètres temporels des poussées exercées par le sujet sur les deux mains courantes. ....	169
<b>Tableau 13</b>	Coordonnées des positions des trois capteurs bidirectionnels placés sous le siège, exprimées dans $R_S$ . ....	214
<b>Tableau 14</b>	Coordonnées des points d'étalonnage du siège, exprimées dans $R_S$ . ....	214
<b>Tableau 15</b>	Matrice géométrique, $[G]_s$ , présentant les résultats de l'étalonnage du siège (Les trois premières lignes sont sans unité et les trois dernières en mètres). ....	214
<b>Tableau 16</b>	Sensibilités des six capteurs du dynamomètre fixé sous le siège. ....	214
<b>Tableau 17</b>	Matrice de sensibilité complète $[S]_s$ du siège (Les trois premières lignes sont en N/V/V et les trois dernières en N.m/V/V). ....	214
<b>Tableau 18</b>	Coordonnées des positions des trois capteurs bidirectionnels du dynamomètre de la roue droite, exprimées dans $R_D$ . ....	215
<b>Tableau 19</b>	Coordonnées des positions des trois capteurs bidirectionnels du dynamomètre de la roue gauche, exprimées dans $R_G$ . ....	215
<b>Tableau 20</b>	Coordonnées des points de chargement pour l'étalonnage de la roue droite, exprimées dans $R_D$ . ....	215

<b>Tableau 21</b> Coordonnées des points de chargement pour l'étalonnage de la roue gauche, exprimées dans $R_G$ .....	215
<b>Tableau 22</b> Composantes du chargement suivant les trois directions du référentiel $R_D$ en chacun des points d'étalonnage (A, B, C, D, E et F). ....	216
<b>Tableau 23</b> Composantes du chargement suivant les trois directions du référentiel $R_G$ en chacun des points d'étalonnage (A, B, C, D, E et F). ....	216
<b>Tableau 24</b> Matrice géométrique, $[G]_D$ , présentant les résultats de l'étalonnage de la roue dynamométrique droite (Les trois premières lignes sont sans unité et les trois dernières en mètres). ....	216
<b>Tableau 25</b> Matrice géométrique, $[G]_G$ , présentant les résultats de l'étalonnage de la roue dynamométrique droite (Les trois premières lignes sont sans unité et les trois dernières en mètres). ....	217
<b>Tableau 26</b> Sensibilités des six capteurs de la roue dynamométrique droite.....	217
<b>Tableau 27</b> Sensibilités des six capteurs de la roue dynamométrique gauche.....	217
<b>Tableau 28</b> Matrice de sensibilité complète $[S]_D$ de la roue dynamométrique droite (Les trois premières lignes sont en N/V/V et les trois dernières en N.m/V/V).....	217
<b>Tableau 29</b> Matrice de sensibilité complète $[S]_G$ de la roue dynamométrique gauche (Les trois premières lignes sont en N/V/V et les trois dernières en N.m/V/V).....	217
<b>Tableau 30</b> Coefficients ( $b_i$ et $c_i$ ) du polynôme de Fourier d'ordre dix des six capteurs de la roue droite permettant d'estimer les signaux des capteurs en fonction de la position angulaire ( $\delta$ ). $R^2$ est le coefficient de détermination. ....	218
<b>Tableau 31</b> Coefficients ( $b_i$ et $c_i$ ) du polynôme de Fourier d'ordre dix des six capteurs de la roue gauche permettant d'estimer les signaux des capteurs en fonction de la position angulaire ( $\varphi$ ). $R^2$ est le coefficient de détermination. ....	2198
<b>Tableau 32</b> Moyennes et écarts types des tests de normalité sur les résidus ( $\varepsilon_j$ ) de chacun des six capteurs des deux roues.....	219
<b>Tableau 33</b> Composantes continues ( $a_j$ ) des signaux électriques calculées pour chaque capteur et chaque vitesse angulaire de la roue dynamométrique gauche. ....	219

## Liste des figures

<b>Figure 1</b>	Véhicule à propulsion manuelle inventé par Fontana en 1420. ....	11
<b>Figure 2</b>	Premier fauteuil roulant à manivelles mis au point par Stephen Farfler en 1655. ....	11
<b>Figure 3</b>	« Fauteuil à tourniquet » utilisé par Georges Couthon entre 1791 et 1794. ....	12
<b>Figure 4</b>	Premier fauteuil roulant manuel moderne conçu par H.C. Jennings et H.A. Everest en 1932. ....	12
<b>Figure 5</b>	Proposition de classification des études portant sur l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant .....	17
<b>Figure 6</b>	Fauteuil muni d'une roue dynamométrique placé sur un ergomètre à rouleaux (Rodgers et al. 1994). ....	26
<b>Figure 7</b>	Dispositif expérimental présentant un fauteuil placé sur tapis roulant dont la résultante des forces de résistance à l'avancement varie en fonction de la masse suspendue (Vanlandewijck et al. 1994) .....	28
<b>Figure 8</b>	Exemple de simulateur utilisant un volant d'inertie connecté à l'axe des deux roues arrière (Brattgårg et al. 1970) .....	30
<b>Figure 9</b>	Ergomètre de Niesing (Janssen et al. 1993). ....	30
<b>Figure 10</b>	Dispositif expérimental pour l'analyse cinématique des mouvements du sujet sur le terrain (Sabick et al. 1998) .....	37
<b>Figure 11</b>	Représentation schématique des référentiels liés au fauteuil ( $R_f$ ) et à la roue droite ( $R_D$ ) sur une vue de profil droit du système sujet-fauteuil. ....	41
<b>Figure 12</b>	Représentation schématique des référentiels liés au fauteuil ( $R_f$ ) et à la roue gauche ( $R_G$ ) sur une vue de profil gauche du système sujet-fauteuil. ....	42
<b>Figure 13</b>	Bilan des forces externes agissant sur le système sujet-fauteuil lors de la phase propulsive. ....	52
<b>Figure 14</b>	Production de la force motrice ( $\vec{F}_m$ ) permettant le déplacement du fauteuil créée grâce aux moments autour du centre de la roue (O) et du point de contact avec le sol (I) par les efforts appliqués ( $\vec{F}_{mc}$ et $\vec{M}_p$ ) par le sujet sur la main courante (en P). ....	55
<b>Figure 15</b>	Décomposition de $\vec{F}_{mc}$ dans le plan OXY d'une roue arrière du fauteuil. ....	58
<b>Figure 16</b>	Rotation du fauteuil provoquée par le moment moteur ( $\vec{M}_{mc}$ ) créé par la différence entre les forces motrices $\vec{F}_{mD}$ et $\vec{F}_{mG}$ .....	61
<b>Figure 17</b>	Présentation générale du plan expérimental établi à partir de la modélisation mécanique de la locomotion en fauteuil roulant. ....	66
<b>Figure 18</b>	Fauteuil d'origine (a) et fauteuil instrumenté (b). ....	67
<b>Figure 19</b>	Accéléromètre triaxial (modèle FA3506, 30x30x25 mm, FGP, France). ....	70
<b>Figure 20</b>	Composantes de $\vec{g}$ sur chacun des axes de $R_A$ et représentation des angles $\theta$ et $\lambda$ utilisés pour corriger l'orientation de l'accéléromètre. L'axe $Z_A$ est perpendiculaire à l'axe $Z_f$ , orienté dans le sens du déplacement du fauteuil. ....	72

<b>Figure 21</b>	Etapes de correction de l'orientation de l'accéléromètre grâce aux angles $\theta$ et $\lambda$ : Rotation d'angle $\theta$ autour de $Z_A$ (a) ; Rotation d'angle $\lambda$ autour de $Y_1$ (b).....	73
<b>Figure 22</b>	Potentiomètre angulaire (modèle 601-1045, 44x30x55 mm, Vishay Spectrol, U.S.A.). .....	76
<b>Figure 23</b>	Schéma fonctionnel du système d'acquisition des signaux fournis par les différents capteurs fixés sur le fauteuil roulant ergomètre. ....	85
<b>Figure 24</b>	Signal du potentiomètre (V) lors de deux tours de roue consécutifs. ....	90
<b>Figure 25</b>	Signal du potentiomètre (V) pour un déplacement angulaire de $2^\circ$ sur une durée de 0,3 s. ....	90
<b>Figure 26</b>	Représentation du dynamomètre du siège (échelle : 1/3) avec ses trois capteurs ( $C_{1,2}$ , $C_{3,4}$ et $C_{5,6}$ ) son référentiel $R_s$ et les points de chargement utilisés lors de l'étalonnage (A, B, C, D, E, F, G, H, I et J). ....	93
<b>Figure 27</b>	Représentation schématique de l'angle $\chi$ entre les référentiels lié au fauteuil, $R_f(O_f, X_f, Y_f, Z_f)$ , et lié au dynamomètre fixé sous le siège, $R_s(O_s, X_s, Y_s, Z_s)$ .....	95
<b>Figure 28</b>	Représentation des capteurs ( $C_{12}$ , $C_{34}$ et $C_{56}$ ) du dynamomètre de la roue droite avec leurs vecteurs unitaires respectifs ( $\vec{u}_1$ , $\vec{u}_2$ , $\vec{u}_3$ , $\vec{u}_4$ , $\vec{u}_5$ et $\vec{u}_6$ ) et les points d'application (A, B, C, D, E et F) des charges d'étalonnage, dans le référentiel $R_D(O_D, X_D, Y_D, Z_D)$ . ....	97
<b>Figure 29</b>	Représentation des capteurs ( $C_{12}$ , $C_{34}$ et $C_{56}$ ) du dynamomètre de la roue gauche avec leurs vecteurs unitaires respectifs ( $\vec{u}_1$ , $\vec{u}_2$ , $\vec{u}_3$ , $\vec{u}_4$ , $\vec{u}_5$ et $\vec{u}_6$ ) et les points d'application (A, B, C, D, E et F) des charges d'étalonnage, dans le référentiel $R_G(O_G, X_G, Y_G, Z_G)$ . ....	98
<b>Figure 30</b>	Evolution des signaux bruts des capteurs (a) d'une roue dynamométrique et des forces correspondantes (b) lors de deux tours consécutifs lorsque aucun effort n'était exercé sur la main courante. ....	99
<b>Figure 31</b>	Correction du signal d'un capteur d'une roue dynamométrique mesuré sur un tour complet lorsque aucun effort n'était appliqué. La correction a consisté à retrancher du signal mesuré la composante continue (offset) et le signal calculé à l'aide du polynôme de Fourier. ....	103
<b>Figure 32</b>	Evolution des signaux corrigés (a) et des forces correspondantes (b) des capteurs d'une roue dynamométrique lorsque aucun effort n'était exercé sur la main courante lors de deux tours consécutifs à une vitesse constante de rotation de $3,3 \text{ s}^{-1}$ . ....	104
<b>Figure 33</b>	Evolution des signaux du capteur $C_2$ de la roue dynamométrique gauche avant et après correction, lors d'une rotation à une vitesse angulaire variable de la roue 0 à $16,5 \text{ s}^{-1}$ alors qu'aucun effort n'est exercé sur la main courante. ....	104
<b>Figure 34</b>	La répartition de la masse sur les roues avant du fauteuil (Rep) dépend de la distance fonctionnelle du fauteuil (d) ainsi que de la position antéro-postérieure du centre de gravité du système sujet-fauteuil (G) dans $R_f(O_f, X_f, Y_f, Z_f)$ .....	110
<b>Figure 35</b>	Configuration du fauteuil pour le test de décélération : Localisation de la position de l'accéléromètre fixé sous le siège (cercle gris) et des trois positions (cercles blancs) de la masse de 90 kg, correspondant aux trois répartitions de $R_N$ sur les roues avant (a). Exemple de chargement (b) avec une masse de 90 kg placée de façon à ce que la répartition du poids total du système (1034 N) sur les roues avant soit de 70 %. ....	113



<b>Figure 36</b>	Accélération filtrée (trait gras) et vitesse horizontale (trait fin) obtenues lors d'un essai avec une masse additionnelle de 70 kg ( $R_N=837N$ ) et une répartition de 70% sur les roues avant ( $Rep=70\%$ ).	115
<b>Figure 37</b>	Evolution de $F_{ra}$ en fonction de la vitesse de déplacement du fauteuil lorsqu'un sujet se tient droit sur le fauteuil ( $R_N=946N$ et $Rep=36\%$ ).	124
<b>Figure 38</b>	Représentation de la fonction mathématique d'évaluation de $F_{ra}$ en fonction de $R_N$ et de $Rep$ . Cette fonction a été déterminée à partir des résultats des neuf séries de mesures de décélération (cercles noirs).	125
<b>Figure 39</b>	Représentation de la fonction mathématique d'évaluation de $F_{ra}$ en fonction de $R_N$ et de $Rep$ . Cette fonction a été déterminée à partir des résultats des quatre séries de mesures de décélération (cercles noirs).	126
<b>Figure 40</b>	Vitesses brute et corrigée calculées à partir des accélérations mesurées par l'accéléromètre.	132
<b>Figure 41</b>	Trajectoires théorique de $O_f$ et calculées de $O_f$ , $O_D$ et $O_G$ (traits fins avec les points successifs de calcul) du fauteuil ; la fréquence d'acquisition lors de ce calcul est faible (8 Hz) et la vitesse de déplacement élevée ( $4\text{ m.s}^{-1}$ ) afin de bien visualiser la différence de trajectoire ainsi que les éléments de comparaison entre les deux : la distance séparant la position finale calculée ( $De$ ) et l'erreur d'orientation du fauteuil ( $\beta_e$ ).	138
<b>Figure 42</b>	Erreurs d'orientation finale du fauteuil ( $E_o$ ) en fonction du pas angulaire choisi pour la simulation.	139
<b>Figure 43</b>	Fréquence d'acquisition optimale ( $f_{opt}$ ) en fonction de la vitesse de déplacement du fauteuil étudié ( $V$ ) afin que l'erreur due à la méthode de calcul de la trajectoire du fauteuil soit inférieure à 0,5%.	140
<b>Figure 44</b>	Trajectoires du fauteuil calculées lors d'un slalom : brute, après la correction d'orientation et après la correction de déplacement de $O_f$ .	141
<b>Figure 45</b>	Trajectoire de $O_f$ calculée lors d'un tour de stade d'athlétisme.	142
<b>Figure 46</b>	Identification des phases de poussée ( $t_p$ ) et de retour ( $t_r$ ) d'un cycle complet de locomotion ( $t_c$ ) à partir des instants de début ( $t_{di}$ et $t_{di+1}$ ) et de fin de poussée ( $t_{fi}$ ), détectés sur la courbe du moment propulsif ( $M_z$ ) appliqué par le sujet sur chaque main courante.	149
<b>Figure 47</b>	Accélération antéro-postérieure (selon l'axe $X_f$ ) sur la totalité du déplacement (a) et normalisée pour un cycle de propulsion (b) mesurée à partir de l'accéléromètre tri-axial et filtrée à l'aide d'un filtre passe-bas de 6 Hz.	153
<b>Figure 48</b>	Position angulaire mesurée par le potentiomètre fixé sur l'axe de la roue arrière gauche du FRE.	154
<b>Figure 49</b>	Forces appliquées par le sujet dans le plan de la main courante droite exprimées dans $R_D$ (a), et dans $R_f$ (b).	155
<b>Figure 50</b>	Forces appliquées par le sujet dans le plan de la main courante gauche exprimées dans $R_G$ (a), et dans $R_f$ (b).	156
<b>Figure 51</b>	Forces appliquées par le sujet dans le plan des mains courantes droite (a) et gauche (b) exprimées lors d'un cycle normalisé.	157
<b>Figure 52</b>	Composantes transversales exercées par le sujet sur les mains courantes droite (a) et gauche (b).	158

<b>Figure 53</b>	Composantes transversales exercées par le sujet lors d'un cycle normalisé sur les mains courantes droite (a) et gauche (b). .....	159
<b>Figure 54</b>	Moments exercés par le sujet autour des axes du plan de la main courante droite exprimées dans $R_D$ (a), et dans $R_f$ (b). .....	160
<b>Figure 55</b>	Moments exercés par le sujet autour des axes du plan de la main courante gauche exprimées dans $R_G$ (a), et dans $R_f$ (b). .....	161
<b>Figure 56</b>	Moments exercés par le sujet lors d'un cycle normalisé autour des axes du plan des mains courantes droite (a) et gauche (b). .....	162
<b>Figure 57</b>	Moments propulsifs exercés par le sujet sur les mains courantes droite (a) et gauche (b). .....	163
<b>Figure 58</b>	Moments propulsifs exercés par le sujet lors d'un cycle normalisé sur les mains courantes droite (a) et gauche (b). .....	164
<b>Figure 59</b>	Composantes ( $F_X$ , $F_Y$ et $F_Z$ ) de la résultante des forces appliquée par le sujet sur le dynamomètre fixé sous le siège du fauteuil, exprimées dans $R_S$ (a) et dans $R_f$ (b), comparées avec le poids du sujet, $P_S$ . .....	165
<b>Figure 60</b>	Composantes ( $F_X$ , $F_Y$ et $F_Z$ ) de la résultante des forces appliquée par le sujet sur le dynamomètre fixé sous le siège du fauteuil, comparées au poids du sujet, $P_S$ , lors d'un cycle normalisé. ....	166
<b>Figure 61</b>	Composantes ( $M_X$ , $M_Y$ et $M_Z$ ) du moment résultant exercé par le sujet sur le dynamomètre fixé sous le siège du fauteuil, exprimées dans $R_S$ (a) et dans $R_f$ (b). ....	167
<b>Figure 62</b>	Composantes ( $M_X$ , $M_Y$ et $M_Z$ ) du moment résultant exercé par le sujet sur le dynamomètre fixé sous le siège du fauteuil, lors d'un cycle normalisé. ....	168
<b>Figure 63</b>	Vitesses antéro-postérieures du fauteuil calculées à partir des potentiomètres angulaires ( $V_{pot}$ ) et de l'accéléromètre ( $V_{acc}$ ) sur la totalité du déplacement (a) et lors d'un cycle normalisé (b). ....	170
<b>Figure 64</b>	Evolution de la réaction normale au sol sur le système sujet-fauteuil au cours du déplacement (a) et lors d'un cycle normalisé (b), comparée au poids du système sujet-fauteuil, $P$ . ....	171
<b>Figure 65</b>	Evolution de la répartition de la réaction normale entre les roues avant et arrière du fauteuil sur la totalité du déplacement (a) et lors d'un cycle normalisé (b). ....	172
<b>Figure 66</b>	Evolution de la résultante des forces de freinage ( $F_{ra}$ ) qui s'appliquent sur le système sujet-fauteuil sur la totalité du déplacement (a) et lors d'un cycle normalisé (b). ...	173
<b>Figure 67</b>	Composantes droite (a) et gauche (b), et résultante (c) de la force motrice transmise au châssis du fauteuil par l'action du sujet sur les mains courantes. ....	175
<b>Figure 68</b>	Résultante de la force motrice transmise au châssis du fauteuil par l'action du sujet sur les mains courantes lors d'un cycle normalisé. ....	176
<b>Figure 69</b>	Positions antéro-postérieure ( $X_{COP}$ ) et transversale ( $Z_{COP}$ ) du centre de pression exercée sur le siège dans le référentiel $R_f$ . ....	176
<b>Figure 70</b>	Evolution de la position du centre de pression sur le siège du fauteuil exprimée dans $R_f$ lors d'un cycle normalisé. ....	177
<b>Figure 71</b>	Evolution de la résultante des forces appliquées sur le fauteuil, $\vec{F}_{faut}$ , au cours du déplacement. ....	178

<b>Figure 72</b>	Comparaison de $\vec{F}_m$ et de $\vec{F}_{faut}$ , au cours du démarrage (a) et d'un cycle normalisé (b). .....	179
<b>Figure 73</b>	Accélération du centre de gravité du sujet, $\vec{\Gamma}_{G_s}^{R*}$ , par rapport au référentiel barycentrique du système sujet-fauteuil, sur la totalité du déplacement (a) et lors d'un cycle normalisé (b). .....	181

# Table des matières

<b>Sommaire .....</b>	<b>3</b>
<b>Nomenclature.....</b>	<b>4</b>
<b>Introduction générale.....</b>	<b>7</b>
<b>1. Analyse bibliographique .....</b>	<b>9</b>
<b>1-1. Historique de l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant manuel</b>	<b>9</b>
<b>1-2. Définition des paramètres utilisés pour l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant</b>	<b>12</b>
1-2-1. Les paramètres cinématiques.....	12
1-2-2. Les paramètres dynamiques .....	13
1-2-3. Les paramètres énergétiques .....	14
<b>1-3. Les dispositifs expérimentaux utilisés lors d'études biomécaniques de la locomotion en fauteuil roulant</b>	<b>15</b>
1-3-1. Les ergomètres à rouleaux.....	23
1-3-1-1. Historique.....	23
1-3-1-2. Principes techniques généraux .....	23
1-3-1-3. Mesures complémentaires .....	24
1-3-1-4. Limites d'utilisation .....	25
1-3-2. Les tapis roulants.....	27
1-3-2-1. Historique .....	27
1-3-2-2. Principes techniques généraux .....	27
1-3-2-3. Mesures complémentaires .....	28
1-3-2-4. Limites d'utilisation .....	29
1-3-3. Les simulateurs.....	29
1-3-3-1. Historique .....	29
1-3-3-2. Principes techniques généraux.....	30
1-3-3-3. Mesures complémentaires .....	31
1-3-3-4. Limites d'utilisation .....	33
1-3-4. Les expérimentations de terrain .....	33
1-3-4-1. Historique .....	33
1-3-4-2. Principes techniques généraux .....	34
1-3-4-3. Mesures complémentaires .....	36
1-3-4-4. Limites d'utilisation .....	37
1-3-5. Conclusion.....	38
<b>Résumé du chapitre 1.....</b>	<b>40</b>

<b>2. Modélisation mécanique de la locomotion en fauteuil roulant .....</b>	<b>41</b>
2-1. Définition des référentiels .....	41
2-2. Cinématique du fauteuil .....	44
2-2-1. Déplacements du fauteuil .....	44
2-2-2. Accélérations du fauteuil .....	46
2-2-2-1. Expression de $\vec{\Gamma}_{G_f}$ à partir de $R_A$ .....	47
2-2-2-2. Accélération du fauteuil dans le référentiel barycentrique .....	49
2-2-3. Vitesses du fauteuil .....	50
2-3. Dynamique de la locomotion .....	52
2-3-1. Bilan des forces externes .....	52
2-3-1-1. Le poids du système sujet-fauteuil, $\vec{P}$ .....	53
2-3-1-2. La réaction normale $\vec{R}_N$ .....	53
2-3-1-3. La réaction tangentielle $\vec{R}_T$ .....	54
2-3-1-3-1. Phase de retour .....	54
2-3-1-3-2. Phase de poussée .....	55
2-3-1-4. La résultante des forces de résistance à l'avancement, $\vec{F}_{ra}$ .....	56
2-3-2. Bilan des forces internes .....	56
2-3-2-1. Torseur des efforts appliqués sur le siège, $\{T_{Siège}\}$ .....	56
2-3-2-2. Torseur des efforts appliqués sur les mains courantes, $\{T_{mc}\}$ .....	57
2-3-3. Déplacement du fauteuil .....	59
2-3-3-1. Influence de $\{T_{mc}\}$ sur le déplacement du fauteuil .....	59
2-3-3-2. Influence de $\{T_{Siège}\}$ sur le déplacement du fauteuil .....	61
2-4. Modélisation mécanique générale .....	62
<b>Résumé du chapitre 2 .....</b>	<b>64</b>
<b>3. Fauteuil Roulant Ergomètre autonome .....</b>	<b>65</b>
3-1. Dimensions du Fauteuil Roulant Ergomètre (FRE) .....	65
3-2. Caractéristiques des capteurs fixés sur le FRE .....	69
3-2-1. L'accéléromètre triaxial .....	70
3-2-1-1. Caractéristiques de l'accéléromètre .....	70
3-2-1-2. Fixation de l'accéléromètre sur le fauteuil .....	71
3-2-1-3. Soustraction de l'influence de la gravité .....	71
3-2-1-3-1. Détermination de $M_{R_A}^{R_f}$ .....	72
3-2-1-3-2. Soustraction de la gravité lors d'un déplacement .....	75

3-2-2.	Les capteurs potentiométriques de position angulaire .....	76
3-2-3.	Les dynamomètres à six composantes.....	76
3-2-3-1.	Description et principe de fonctionnement .....	77
3-2-3-2.	Utilisation de trois dynamomètres à six composantes pour l'analyse de la locomotion en fauteuil roulant .....	81
3-2-3-3.	Détermination du centre de pression .....	81
3-2-3-3-1.	Cas d'une plate-forme de forces classique .....	81
3-2-3-3-2.	Application au dynamomètre six composantes fixé sous le siège.....	82
3-2-3-3-3.	Application aux roues dynamométriques .....	83
3-3.	<b>Système d'acquisition des signaux</b>	<b>84</b>
	<b>Résumé du chapitre 3.....</b>	<b>87</b>
	<b>4. Partie expérimentale.....</b>	<b>88</b>
4-1.	<b>Etalonnage des capteurs</b>	<b>88</b>
4-1-1.	Etalonnage de l'accéléromètre et des potentiomètres angulaires.....	89
4-1-1-1.	Détermination des offsets de l'accéléromètre .....	89
4-1-1-2.	Détermination des sensibilités et offsets des potentiomètres angulaires.....	90
4-1-2.	Etalonnage des dynamomètres à six composantes .....	91
4-1-2-1.	Principe général de l'étalonnage d'un dynamomètre à six composantes.....	91
4-1-2-2.	Dynamomètre fixé sous le siège.....	92
4-1-2-2-1.	Détermination de la matrice de sensibilité, $[S]_S$ .....	92
4-1-2-2-2.	Détermination de $M_{R_S}^{R_f}$ .....	94
4-1-2-3.	Roues dynamométriques .....	96
4-1-2-3-1.	Détermination des matrices de sensibilité, $[S]_D$ et $[S]_G$ .....	96
4-1-2-3-2.	Influence de la rotation sur la mesure des capteurs des roues dynamométriques ..	99
	<b>Résumé du chapitre 4-1. ....</b>	<b>105</b>
4-2.	<b>Détermination de la résultante des forces de freinage</b>	<b>106</b>
4-2-1.	Introduction .....	106
4-2-1-1.	Méthodes antérieures de détermination de $F_{ra}$ .....	106
4-2-1-2.	Paramètres influençant $F_{ra}$ .....	107
4-2-2.	Méthode.....	108
4-2-2-1.	Choix de la méthode de détermination de $F_{ra}$ .....	108
4-2-2-2.	Calcul des paramètres susceptibles d'influencer $F_{ra}$ .....	109
4-2-2-2-1.	La vitesse de déplacement.....	109
4-2-2-2-2.	La réaction normale, $R_N$ .....	109
4-2-2-2-3.	La répartition de la masse sur les roues avant, $Rep$ .....	110
4-2-2-3.	Méthode expérimentale de détermination de $F_{ra}$ .....	111
4-2-3.	Etude de l'influence de $R_N$ et $Rep$ sur $F_{ra}$ .....	112
4-2-3-1.	Protocole expérimental.....	112
4-2-3-2.	Résultats .....	115
4-2-3-2-1.	Description du mouvement .....	115
4-2-3-2-2.	Valeurs des décélérations et de $F_{ra}$ .....	116
4-2-3-2-3.	Analyse statistique.....	117

4-2-3-3.	Discussion .....	118
4-2-3-3-1.	Intérêts de la méthode .....	118
4-2-3-3-2.	Comparaison avec les études antérieures .....	118
4-2-3-3-3.	Influence de la répartition de la masse sur les roues avant ( $Rep$ ).....	119
4-2-3-3-4.	Influence de la réaction normale ( $R_N$ ) .....	120
4-2-3-3-5.	Incidences sur la locomotion en fauteuil roulant.....	121
4-2-4.	Etude de l'influence de la vitesse .....	122
4-2-4-1.	Introduction .....	122
4-2-4-2.	Protocole et résultats expérimentaux.....	122
4-2-4-3.	Discussion .....	123
4-2-5.	Définition du modèle mathématique d'estimation de $F_{ra}$ .....	124
4-2-5-1.	Choix du modèle mathématique.....	124
4-2-5-2.	Simplification de la procédure d'étalonnage du fauteuil .....	125
4-2-6.	Etalonnage de $F_{ra}$ pour le fauteuil roulant ergomètre .....	127
<b>Résumé du chapitre 4-2. ....</b>		<b>129</b>
<b>4-3.</b>	<b>Analyse de la trajectoire du <math>FRE</math></b>	<b>130</b>
4-3-1.	Introduction .....	130
4-3-2.	Choix des données cinématiques.....	130
4-3-2-1.	Calculs des distances parcourues .....	131
4-3-2-2.	Résultats et discussion.....	132
4-3-3.	Simulation du déplacement du fauteuil .....	134
4-3-3-1.	Etude théorique des influences de la fréquence d'acquisition et de la vitesse de déplacement sur la reconstruction de la trajectoire du fauteuil. ....	134
4-3-3-2.	Comparaison des trajectoires théorique et calculée du fauteuil à partir d'une simulation numérique.....	137
4-3-3-2-1.	Définition des erreurs relatives de déplacement et d'orientation .....	137
4-3-3-2-2.	Construction de la trajectoire théorique .....	137
4-3-3-3.	Résultats et discussion de la simulation .....	138
4-3-4.	Application à des trajectoires réelles.....	140
4-3-4-1.	Méthodes de correction de la trajectoire .....	141
4-3-4-1-1.	Correction de l'écart d'orientation .....	143
4-3-4-1-2.	Correction de l'écart de déplacement.....	143
4-3-4-2.	Résultats du slalom.....	144
4-3-4-3.	Résultats du tour de stade.....	144
4-3-5.	Conclusion.....	145
<b>Résumé du chapitre 4-3. ....</b>		<b>147</b>
<b>4-4.</b>	<b>Analyse de la locomotion en fauteuil roulant en situation réelle</b>	<b>148</b>
4-4-1.	Introduction .....	148
4-4-2.	Calcul des paramètres mécaniques.....	148
4-4-3.	Résultats .....	151

4-4-3-1.	Grandeurs mesurées avec le <i>FRE</i> .....	152
4-4-3-1-1.	Mesures cinématiques .....	152
4-4-3-1-2.	Mesures dynamiques .....	154
4-4-3-2.	Grandeurs mécaniques calculées .....	168
4-4-3-2-1.	Grandeurs cinématiques .....	168
4-4-3-2-2.	Grandeurs dynamiques .....	169
4-4-3-3.	Mise en relation des paramètres cinématiques et dynamiques .....	177
4-4-4.	Discussion .....	182
4-4-4-1.	Analyse de la locomotion en fauteuil roulant.....	182
4-4-4-1-1.	Déplacement global.....	183
4-4-4-1-2.	Démarrage .....	183
4-4-4-1-3.	Phase de poussée .....	184
4-4-4-1-4.	Phase de retour .....	186
4-4-4-2.	Limites méthodologiques et métrologiques .....	187
4-4-4-2-1.	Calcul des paramètres cinématiques.....	187
4-4-4-2-2.	Calcul des efforts appliqués sur les mains courantes .....	188
4-4-5.	Conclusion.....	189
<b>Résumé du chapitre 4-4. ....</b>		<b>191</b>
<b>Conclusion générale .....</b>		<b>192</b>
<b>Bibliographie.....</b>		<b>199</b>
<b>Annexe .....</b>		<b>213</b>
<b>Liste des tableaux .....</b>		<b>220</b>
<b>Liste des figures .....</b>		<b>222</b>
<b>Table des matières .....</b>		<b>227</b>
<b>Remerciements.....</b>		<b>232</b>
<b>Résumé / Abstract .....</b>		<b>234</b>



## Remerciements

*Aux professeurs A. Quillot et Ph. Gorce pour avoir participé au jury de cette thèse ;*

*Aux professeurs M. Cid et K.M. Hou pour avoir co-encadré cette thèse ;*

*Aux professeurs L. Chèze et P. Lacouture pour avoir accepté d'expertiser le présent manuscrit ;*

*A M. Dabonneville pour avoir initié et développé ce formidable projet sur la locomotion en fauteuil roulant, pour son soutien et ses conseils tout au long de la thèse ;*

*A Ph. Vaslin pour ses compétences, sa rigueur et le temps considérable consacré à l'encadrement de mon travail et à ma formation durant les huit dernières années ;*

*A Alain Bouzidi et les agents du stadium Jean Péllez pour la mise à disposition de la piste lors des expérimentations.*

*A Marine et Antoine, mes cobayes préférés ;*

*A Anna pour tout ce qu'elle sait ;*

*Au professeur André David pour ses relectures ;*

*A ma famille pour sa confiance et son soutien inconditionnel ;*

*A mes parents pour tout ;*

*A ceux que j'oublie pour ce que j'ai oublié.*

« Le but de la société humaine doit être le progrès des hommes, non celui des choses. »

**Léonard Sismonde de Sismondi, historien et économiste suisse du début du XIX<sup>ème</sup> siècle.**



## ***Modélisation et Détermination des Paramètres Biomécaniques de la Locomotion en Fauteuil Roulant Manuel***

*Cette thèse s'inscrit dans un projet de recherche dont l'objectif est d'améliorer l'autonomie des personnes confinées en fauteuil roulant manuel grâce à une approche originale basée sur l'étude de ce mode de locomotion en situation réelle.*

*Un modèle mécanique a tout d'abord été développé mettant en relation les mouvements des centres de gravité du sujet et du fauteuil avec les efforts qui s'exercent sur le système. Après l'étalonnage des capteurs embarqués sur le Fauteuil Roulant Ergomètre, plusieurs expérimentations sur le terrain ont permis de valider une méthode d'estimation de la résultante des forces de résistance à l'avancement, et une méthode de reconstruction de la trajectoire suivie par le fauteuil. Les paramètres biomécaniques qui interviennent dans le modèle ont ensuite été quantifiés lors d'un déplacement en situation réelle. Cette expérimentation a contribué à mettre en évidence l'influence des mouvements du sujet sur les déplacements du fauteuil, notamment lorsque aucun effort n'est exercé sur les mains courantes.*

*Les prolongements de cette étude devraient permettre d'identifier les paramètres biomécaniques pertinents de la locomotion en fauteuil roulant, d'optimiser les réglages des fauteuils, voire d'améliorer les méthodes de rééducation.*

---

## ***Modelling and Determination of Biomechanical Parameters during Manual Wheelchair Locomotion.***

*This thesis is part of a global research project aiming at improving the autonomy of wheelchair users along an original approach based on the study of wheelchair locomotion during real life displacements.*

*A mechanical model has been developed that links the movements of the subject's and the wheelchair centres of gravity with the forces exerted on the system. After calibrating the sensors fixed on the Wireless Wheelchair Ergometer, several field experimentations have allowed validating an estimation method of the resultant braking force and a reconstruction method of the wheelchair trajectory on a horizontal plane. Biomechanical parameters of the model have been then quantified during a real life displacement. The results showed that the subject's movements have a significant influence on the wheelchair displacement, especially when no effort is exerted on the handrims.*

*Future developments of this study should allow identifying the relevant biomechanical parameters of wheelchair locomotion, optimising wheelchair adjustments and improving rehabilitation methods.*